

## Konstruktion av etikettapplikator Design of label applicator

Examensarbetet för maskiningenjörsprogrammet

Gustav Gillheimer

Tobias Govik

Erik Sagvolden

Institutionen för Tillämpad mekanik

*Avdelningen för dynamik*

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2011

Examensarbete 2011:04 ISSN 1652-9901

EXAMENSARBETE 2011:04

# Konstruktion av etikettnappikator

Examensarbetet för maskiningenjörprogrammet

Gustav Gillheimer

Tobias Govik

Erik Sagvolden

Institutionen för Tillämpad mekanik

*Avdelningen för dynamik*

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2011

Konstruktion av etikettapplikator

Examensarbetet för maskiningenjörsprogrammet

Gustav Gillheimer

Tobias Govik

Erik Sagvolden

© Gustav Gillheimer, Tobias Govik, Erik Sagvolden, Sverige 2011

Examensarbetet 2011:04 ISSN 1652-9901

Institutionen för Tillämpad mekanik

Avdelningen för dynamik

Chalmers tekniska högskola

SE-412 96 Göteborg

Sverige

Telefon: +46(0)31-772 1000

Omslag:

CAD-modell av etikettapplikator

Tryckeri/Institutionen för Tillämpad mekanik

Göteborg, Sverige 2011

## **Förord**

Följande examensarbete omfattar 15 högskolepoäng och genomfördes våren 2011 på Chalmers tekniska högskola. Samtliga av oss tre har gått maskiningenjörsutbildning på Chalmers med inriktning konstruktion omfattande 180 högskolepoäng.

Vi vill tacka samtliga personer på Autolabel AB och speciellt vår handledare Gerard Dijkstra, för all vägledning och hjälp under projektets gång. Peter Bövik, vår handledare på Chalmers ska ha ett stort tack för alla förslag på idéer och all återkoppling vi fick till arbetet. En annan som vi vill rikta ett tack till är Morgan Osbeck på Chalmers som gav oss nyttig information om stegmotorer. Teknikprodukter AB skall ha ett tack för hjälpen med beräkningen av förspänningskrafter i remmen, slutligen ges ett tack till Promoco AB för framtagning av elmotorkurvorna.

Under projektets gång har vi nyttjat många av de kunskaper vi erhållit på tid vid Chalmers. Vi har införskaffat oss goda kunskaper genom detta arbete som vi kommer ta med oss ut i vårt framtida arbetsliv.

Gustav Gillheimer

Tobias Govik

Erik Sagvolden

Göteborg den 31 maj 2011

## Sammanfattning

Examensarbetet utfördes på företaget Autolabel AB som utvecklar och tillverkar etikettapplikatorer. Uppgiften bestod i att utföra beräkningar på en applikator med en translaterande arm. Arbetet har som uppgift att Autolabel skall få en större uppfattning för dimensionerande storheter som begränsar konstruktionen.

Konstruktionen drivs av en stegmotor, som överför kraften till armen via en kuggrem. Armen kan endast röra sig linjärt i vertikal- och horisontalled och har en given slaglängd.

Anordningen skall klara en viss lastfrekvens per minut, och de belastningar som uppstår i systemets olika delar skall kontrolleras.

Olika hastighetsprofiler för applikatorarmens translation har undersökts. Profilerna har sedan analyserats och använts för att få fram största vridmoment och hastighet. Krafterna som uppstår har beräknats och jämförts med motorns begränsningar. Utifrån dessa resultat har olika lösningsförslag studerats. Av de olika lösningarna är det flera som klarar de ursprungliga kraven, mindre modifikationer måste däremot göras för att vissa lösningar skall kunna användas. Föreslagen konstruktion klarade kraven vid horisontellt körning, dock ej vid vertikal körning, detta beror på armens egentyngd.

För att försöka optimera tvärsnittet på armen användes programvaran Pro Engineer/Mechanica, och då har framförallt FEM-analyser med optimeringsprogram använts. Det resulterade i två tvärsnitt, där den första var styvare och vägde mer än ursprungsarmen, medan det andra var lättare och vekare.

En prototyp av applikatorn har använts för att testa beräkningarna. Den är uppbyggd med en arm på 1,25 m och drivs av den givna stegmotorn. Programmet som styrde stegmotorn hade några begränsningar då det inte var möjligt att kontrollera accelerationen, detta medförde risk för överstegning. Den maximala hastighet som armen uppnådde var ungefär hälften av kravet. Friktionen i systemet begränsar även armens rörelse, friktionen är svår att bestämma. Noggrann testkörning innan slutgiltig konstruktion är således nödvändigt.

## **Abstract**

This thesis was carried out on Autolabel AB which is a developer and manufacturer of label applicators. The task consisted of performing calculations on an applicator with a translating arm. This works assignment have been that the company will get a greater understanding of the dimensions limiting the design.

The system is driven by a stepper engine, which transfers the power to the arm through a timing belt. The arm moves linearly horizontal and vertical a given length. The device must manage a certain repetition of a load every minute, and the stress that occurs in the system's different components must be checked.

Different velocity profiles for the arms translation have been investigated. The profile of these have thereafter been analyzed and used to get out the biggest torque and speed that occur. The forces that appeared were calculated and compared with the engine's limitations. Based on these results, different solutions have been studied. Out of the different solutions, several is capable of managing the initial requirements, smaller modifications must on the other hand be done to use some of these. Given design managed all demands when driven horizontally, but not when driven in a vertical direction, this is because of the arms weight.

When optimizing the arms cross section, a program called Pro Engineer/Mechanica has been used. In this program FEM-analyses with an optimization software is the most frequent used option. Several optimizations ended up in two proposed cross sections, one stiffer and heavier and the other one weaker and lighter.

One prototype of the applicator has been used to test the calculations. It is built up by an arm 1,25m long and driven by the given stepper engine. The program which controlled the stepper engine had some limitations, and it was not possible to control the acceleration. This gave a great risk of stepping over. The maximum velocity which the arm achieved was about half of original demand. Friction in the system is limiting the arms movement, this is difficult to determine. Proper testing within final design is therefore necessary.

<b>1. INLEDNING</b> .....	<b>1</b>
1.1 BAKGRUND.....	1
1.2 SYFTE.....	1
1.3 AVGRÄNSNINGAR.....	1
1.4 PRECISERING AV FRÅGESTÄLLNING.....	1
<b>2. TEORETISK REFERENSRAM</b> .....	<b>2</b>
2.1 FÖRKLARING AV ETIKETTAPPLIKATOR .....	2
2.2 STEGMOTOR .....	3
<b>3. METOD</b> .....	<b>5</b>
3.1 BERÄKNINGSMETODER.....	5
<b>4. KRAFTER I SYSTEMET</b> .....	<b>6</b>
4.1 SYSTEMET BETRAKTAT UR ETT HORIZONTALT LÄGE.....	6
4.2 SYSTEMET BETRAKTAT UR ETT VERTIKALT LÄGE .....	10
4.3 RULLAGER.....	11
<b>5. DIMENSIONERING AV STEGMOTOR</b> .....	<b>12</b>
5.1 KONCEPT A - OÄNDLIG ACCELERATION .....	13
5.2 KONCEPT B - KONSTANT ACCELERATION.....	13
5.3 KONCEPT C – LINJÄR ACCELERATION .....	15
5.4 KONCEPT D – RAMPFORMAD KURVA.....	17
5.5 RESULTAT VID RÖRELSE I HORIZONTAL RIKTNING.....	19
5.6 RESULTAT VID RÖRELSE I VERTIKAL RIKTNING.....	20
<b>6. REM</b> .....	<b>22</b>
6.1 REMKRAFTER .....	22
<b>7. OPTIMERING AV APPLIKATORARM</b> .....	<b>25</b>
7.1 BESKRIVNING AV ARM.....	25
7.2 BESKRIVNING AV LASTFALLET .....	27
7.3 OPTIMERING AV TVÄRSNITT MED PRO ENGINEER/MECHANICA.....	28
7.4 ANALYS AV TVÄRSNITT .....	29
<b>8. SLUTSATSER AV OPTIMERING</b> .....	<b>30</b>

8.1 OPTIMERING I PRO ENGINEER/MECHANICA.....	30
8.2 MINPUNKTSPROBLEMATIK I PRO ENGINEER/MECHANICA.....	30
8.3 ANALYSTIDER I PRO ENGINEER/MECHANICA.....	32
<b>9. RESULTAT AV OPTIMERING.....</b>	<b>33</b>
<b>10. UTVÄRDERING AV PROTOTYP.....</b>	<b>35</b>
<b>11. SLUTSATS.....</b>	<b>37</b>
<b>12. REKOMMENDATIONER FÖR VIDARE ARBETE.....</b>	<b>38</b>
<b>12. REFERENSER.....</b>	<b>39</b>



# **1. Inledning**

## **1.1 Bakgrund**

Autolabel AB är ett företag som konstruerar och tillverkar kompletta lösningar för etikettmärkning, i en automatiserad tillverkningsprocess. Programmet som styr processen har Autolabel AB själva utvecklat och integreras sedan i tillverkningsförloppet. Det finns olika metoder för att applicera etiketterna, till exempel med hjälp av en fläkt eller arm.

Examensarbetet ska studera fallet när etiketten appliceras med hjälp av en arm. Fördelen med den valda metoden är att avståndet mellan rullband och etikett kan varieras mellan varje märkning.

## **1.2 Syfte**

Examensarbetet ska leda till att Autolabel AB får en större förståelse för dimensionerande storheter som begränsar konstruktionen. Samt beroende på vad rapportens slutsats blir, leda till olika rekommendationer eller möjligheter på var konstruktionen kan förbättras.

## **1.3 Avgränsningar**

Inom arbetet ingår inte programmering av elektronik, hänsyn till design och ergonomi samt ekonomi och produktionsoptimeringar.

## **1.4 Precisering av frågeställning**

Hur förändras belastningen vid montering i horisontalled respektive vertikalled? Håller konstruktionen för ett upprepat lastfall med en slaglängd på 1,5m och 30 upprepningar per minut?

Vilka belastningar uppkommer i:

- Arm
- Elmotor
- Remväxel
- Rullager

## 2. Teoretisk Referensram

### 2.1 Förklaring av etikettapplikator

Etikettapplikatorn är en del i en automatiseringsprocess vid tillverkning av en godtycklig produkt. Applikatorn fungerar genom att ett internt Linux-baserat styrsystem kontinuerligt skickar olika typer av information, vilket leder till att varje produkt kan märkas individuellt. En integrerad skrivare är kopplad till etikettapplikatorn. Etiketten blåses sedan fast på produkten med hjälp av en fläkt (figur 2.1).



**Figur 2.1 – Etikettapplikator med fläkt**

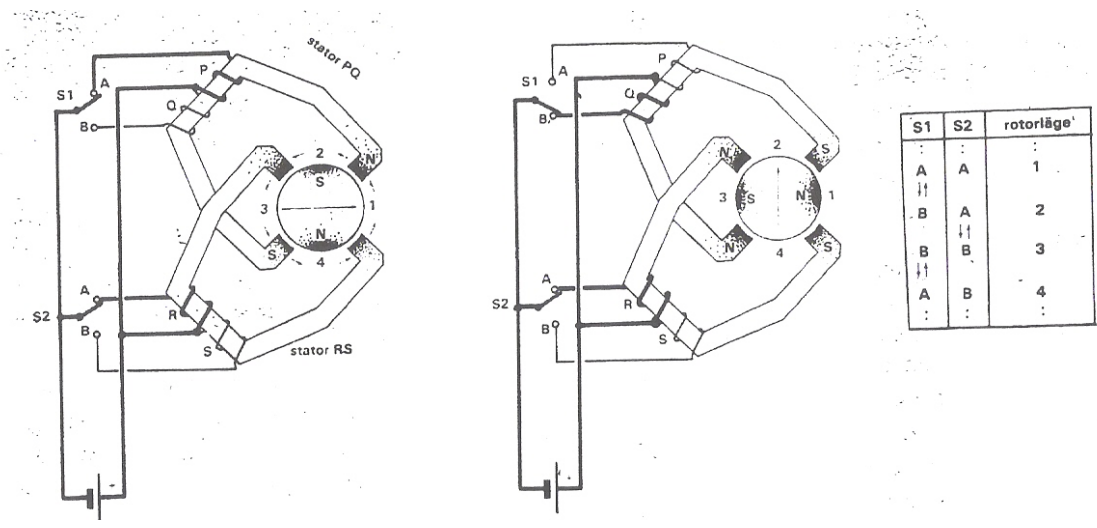
Märkning kan ske ifrån sidan eller uppifrån, där fläkten med hjälp av undertryck tar etiketten ifrån skrivaren. Fläkten blåser sedan fast etiketten på produkten. Fördelen är att det inte krävs kontakt mellan etikettapplikatorn och produkten. I examensarbetet analyseras metoden där appliceringen sker med hjälp av en arm. Armen tar etiketten ifrån skrivaren och håller sedan kvar etiketten på plattan med ett undertryck. Den givna armen translaterar ner till produkten och samtidigt som den träffar produkten släpps undertrycket och etiketten överförs (figur 2.2).



**Figur 2.2 – Etikettapplikator med arm**

## **2.2 Stegmotor**

Armens linjärrörelse styrs av en elektrisk stegmotor. Den grundläggande principen för en stegmotor är att statorns elektromagneter magnetiseras i en sekvens och i ett tempo som gör att den permanentmagnetiserade rotorn följer statorfältet och stegar med. Positionen bestäms beroende på vart motorn är i sekvensen. Tempot i fältväxlingarna bestämmer rotationshastigheten. Den största fördelen med en stegmotor är att motorn används för att kontrollera position och hastighet, utan att använda sig av en enkoder. Stegmotorns rörelse sker med elektriska pulser som gör att motorn tar korta kontrollerade steg. Genom att hålla koll på antalet steg och elektrisk frekvens kan position och hastighet beräknas.

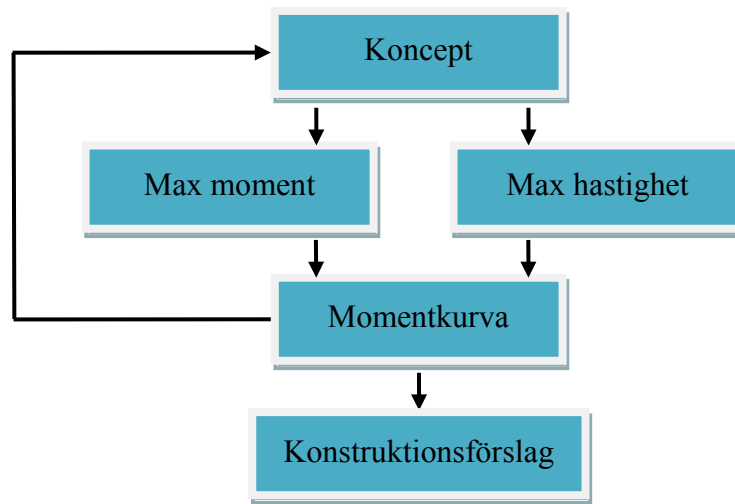


**Figur 2.3 – Principskiss över stegmotor (1)**

Statorn är de icke roterade delarna i stegmotorn. Rotorn är den roterande delen, det vill säga permanentmagneten i centrum av figur 2.3.

### 3. Metod

Till att börja med friläggs remväxeln, systemet betraktats ur dynamiskt perspektiv med hjälp av Newtons lagar. Uttrycken för krafterna används för att bestämma maximal acceleration, vilket måste kontrolleras mot stegmotorns momentkurva. Detta leder till slutsatsen att motorn är den dimensionerande faktorn. Stegmotorn kontrolleras mot kravet av en lastfrekvens på 30 stycken upprepningar i minuten med 1,5 meters slaglängd. Figur 3.1 visar den tankegång som används för att se om den maximala accelerationen fungerar med stegmotorn.



Figur 3.1

Skulle motorn inte klara krafterna måste acceleration minskas, sedan när allt är kompatibelt återkopplas detta till kraven.

#### 3.1 Beräkningsmetoder

Något som tillämpas är lagen för rörelsemängdsmoment (RMM-lagen):

$$\sum M_O = \dot{L}_O = I_O \dot{\omega} = I_O \ddot{\varphi}$$

Där  $I_O$  är masströghetsmomentet och  $\ddot{\varphi}$  är vinkelaccelerationen. Dessutom används lagen för tyngdpunktens rörelse (det vill säga Newtons andra lag):

$$\sum F_x = m\bar{a}_x = m\ddot{x}$$

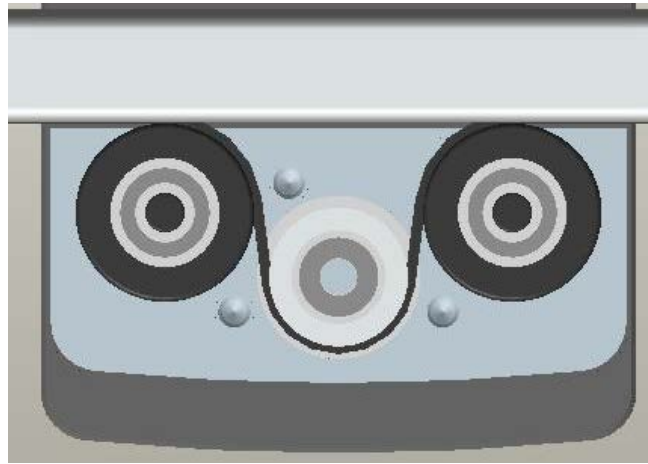
$$\sum F_y = m\bar{a}_y = m\ddot{y}$$

Det som tillkommer i beräkningarna är följande kinematiska samband:

$$\left. \begin{array}{l} x = \varphi \cdot R \Leftrightarrow \ddot{x} = \ddot{\varphi} \cdot R \\ y = \varphi \cdot R \Leftrightarrow \ddot{y} = \ddot{\varphi} \cdot R \end{array} \right\} \Rightarrow \ddot{x} = \ddot{y} = \ddot{\varphi} \cdot R$$

## 4. Krafter i systemet

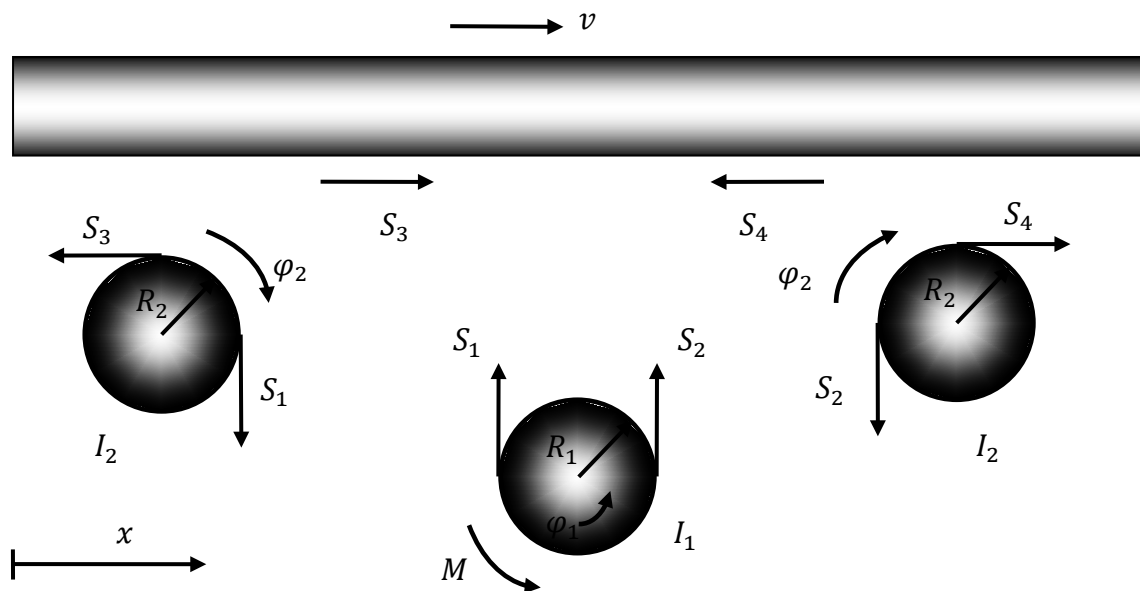
För att hela systemet skall komma i rörelse används en kuggrem. Stegmotorn driver en remskiva vilket driver remmen, två stycken lagrade stödrullar spänner remmen [bilaga 6]. Principen för remväxeln är enkel och kan betraktas i figur 4.1.



Figur 4.1 – Remmens anläggning i konstruktionen.

### 4.1 Systemet betraktat ur ett horisontalt läge

Friläggning av systemet då rörelsen sker i horisontalled beskådas enligt figur 4.2.



Figur 4.2 Friläggning av konstruktionen

RMM-lagen  $\mathcal{U}$  med avseende på motorns rotationsaxel respektive med avseende på kugghjulens rotationsaxlar blir:

$$I_1 \ddot{\phi}_1 = M + S_2 R_1 - S_1 R_1 = M + (S_2 - S_1) R_1 \quad (4.1)$$

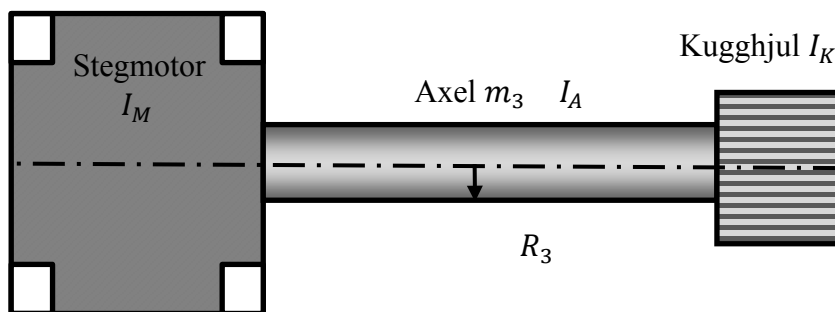
$$I_2 \ddot{\phi}_2 = S_1 R_2 - S_3 R_2 = (S_1 - S_3) R_2 \quad (4.2)$$

$$I_2 \ddot{\phi}_2 = S_4 R_2 - S_2 R_2 = (S_4 - S_2) R_2 \quad (4.3)$$

Newtons II:a lag  $\rightarrow$ :

$$m_{st\u00e5ng} \cdot (R_1 \ddot{\phi}_1) = S_3 - S_4 \quad (4.4)$$

Masstr\u00f6ghetsmomentets f\u00f6rdelning vid motorn blir enligt figur 4.3.[Bilaga 5]



Figur 4.3 – Masstr\u00f6ghetsf\u00f6rdelning  $I_1$

Enligt formelsamling i mekanik f\u00e5s masstr\u00f6ghetsmomenten enligt f\u00f6ljande:

$$I_1 = I_M + I_A + I_K = I_M + \frac{1}{2} m_3 R_3^2 + \frac{1}{2} m_1 R_1^2 = I_M + \frac{1}{2} (m_3 R_3^2 + m_1 R_1^2) \quad (4.5)$$

$$I_2 = \frac{1}{2} m_2 R_2^2 \quad (4.6)$$

Där  $R_1$  är kuggens radie,  $R_2$  rullens radie och  $R_3$  är radien på axeln. Ekvationerna (4.1-4.6) kan användas för att räkna ut armens acceleration. För att få ut denna acceleration sätts till att börja med ekvation (4.1) in i (4.2):

$$S_3 = (M - I_1\ddot{\varphi}_1 + S_2R_1) \cdot \frac{1}{R_1} - \frac{I_2\ddot{\varphi}_2}{R_2} \quad (4.7)$$

Ur ekvation (3) fås:

$$S_4 = \frac{I_2\ddot{\varphi}_2}{R_2} + S_2 \quad (4.8)$$

Ekvation (4.7) och (4.8) in i (4.4) och  $R_1\ddot{\varphi}_1 = \ddot{x}$  ger med  $\ddot{\varphi}_2 = \frac{R_1}{R_2}\ddot{\varphi}_1$  och  $\ddot{x} = R_1\ddot{\varphi}_1$ :

$$\ddot{x} = \frac{MR_1R_2^2}{R_1^2R_2^2m_{st\u00e4ng} + I_1R_2^2 + 2I_2R_1^2} \quad (4.9)$$

Ekvation (4.5) in i (4.6) (det vill s\u00e4ga  $I_1$  och  $I_2$ ) i (4.9) ger:

$$\therefore \ddot{x} = \frac{MR_1}{I_M + \frac{1}{2}m_3R_3^2 + R_1^2(m_{st\u00e4ng} + \frac{1}{2}m_1 + m_2)} \quad (4.10)$$



Problemet är statiskt obestämt och de enskilda krafterna kan inte lösas ut med rörelseekvationer, däremot kan skillnaden mellan krafterna erhållas. Ekvation (4.1), (4.2), (4.3) och (4.4) ger med  $\ddot{x} = \ddot{\varphi}_1 R_1$ :

$$(S_2 - S_1) = F_{21} = \frac{I_1 \ddot{\varphi}_1 - M}{R_1} = \{med (4.5)\} \Rightarrow$$

$$F_{21} = \left( I_M + \frac{1}{2} (m_3 R_3^2 + m_1 R_1^2) \right) \ddot{x} - M R_1 R_1^2$$
(4.11)

$$(S_1 - S_3) = F_{13} = \frac{I_2 R_1}{R_2^2} \ddot{\varphi}_1 = \{med(4.6)\} = \frac{1}{2} m_2 R_2^2 R_1 \ddot{\varphi}_1 \Rightarrow$$

$$F_{13} = \frac{m_2 \ddot{x}}{2}$$
(4.12)

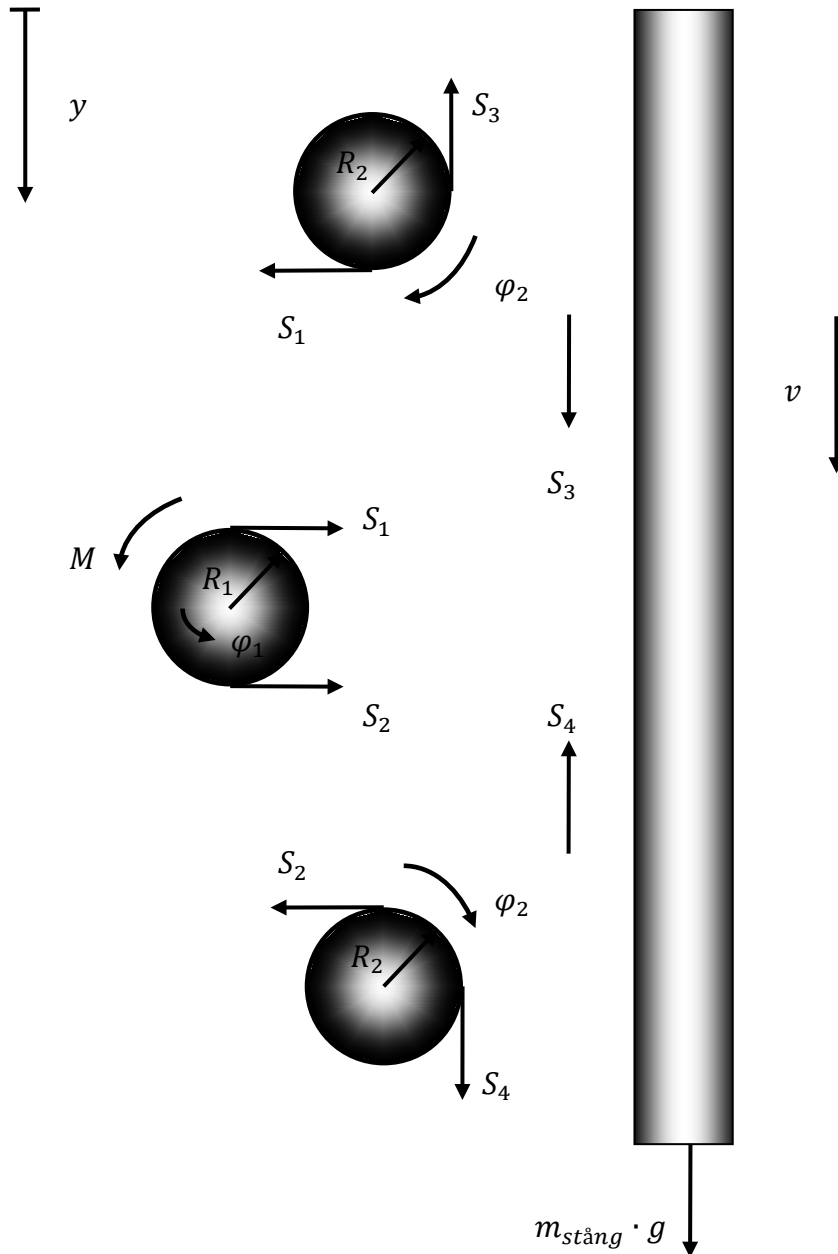
$$(S_4 - S_2) = F_{42} = \frac{I_2 R_1}{R_2^2} \ddot{\varphi}_1 = \{med(4.6)\} = \frac{1}{2} m_2 R_2^2 R_1 \ddot{\varphi}_1 \Rightarrow$$

$$F_{42} = \frac{m_2 \ddot{x}}{2}$$
(4.13)

$$(S_3 - S_4) = F_{34} = m_{stång} \cdot \ddot{x}$$
(4.14)

## 4.2 Systemet betraktat ur ett vertikalt läge

I vertikalled kommer termen för gravitationen på armen att tillkomma, detta medför endast en mindre förändring av ekvationerna. Friläggning av systemet sker enligt figur 4.5.



Figur 4.5 Friläggning av konstruktion i vertikalt läge

Vridmomentet på rullar och kugghjul blir analogt enligt ovan; det vill säga på (4.1), (4.2), (4.3) och (4.4). Accelerationslagen i y-led blir:

$$\downarrow: m_{stâng} \cdot \ddot{y} = S_3 - S_4 + m_{stâng} \cdot g \quad (4.15)$$

Ekvation (4.7) och (4.6) in i (4.15) ger (med  $\ddot{\varphi}_2 = \frac{R_1}{R_2} \ddot{\varphi}_1$  &  $\ddot{y} = R_1 \ddot{\varphi}_1$ ):

$$\ddot{y} = \frac{M + R_1 m_{stâng} g}{R_1^2 R_2^2 m_{stâng} + I_1 R_2^2 + 2I_2 R_1^2} \cdot R_1 R_2^2 \quad (4.16)$$

Sätts ekvation (4.5) och (4.6) (det vill säga  $I_1$  och  $I_2$ ) i (4.16) fås:

$$\therefore \ddot{y} = \frac{(M + R_1 m_{stâng} g) R_1}{I_M + R_1^2 m_{stâng} + \frac{1}{2} m_3 R_3^2 + \frac{1}{2} m_1 R_1^2 + m_2 R_1^2} \quad (4.17)$$

Om armen istället rör sig uppåt blir ekvationen densamma förutom att det blir  $(M - R_1 m_{stâng} g) R_1$  i täljaren. Krafterna  $F_{21}$ ,  $F_{13}$  och  $F_{42}$  blir analogt enligt horisontalläget med skillnaden  $\ddot{x} = \ddot{y}$ , däremot blir  $F_{34}$  annorlunda. Ekvation (4.15) ger:

$$S_3 - S_4 = F_{34} = m_{stâng} (\ddot{y} - g) \Rightarrow$$

$$F_{34} = m_{stâng} (\ddot{y} - g) \quad (4.18)$$

Enligt ritningsunderlaget och mätningar fås följande numeriska värden (tabell 4.1):

$R_1$	$R_2$	$R_3$	$m_1$	$m_2$	$m_3$	$m_{stâng}$	$I_M$
13 mm	18 mm	6 mm	33,7 g	55 g	70,6 g	1040 g	300 gcm <sup>2</sup>

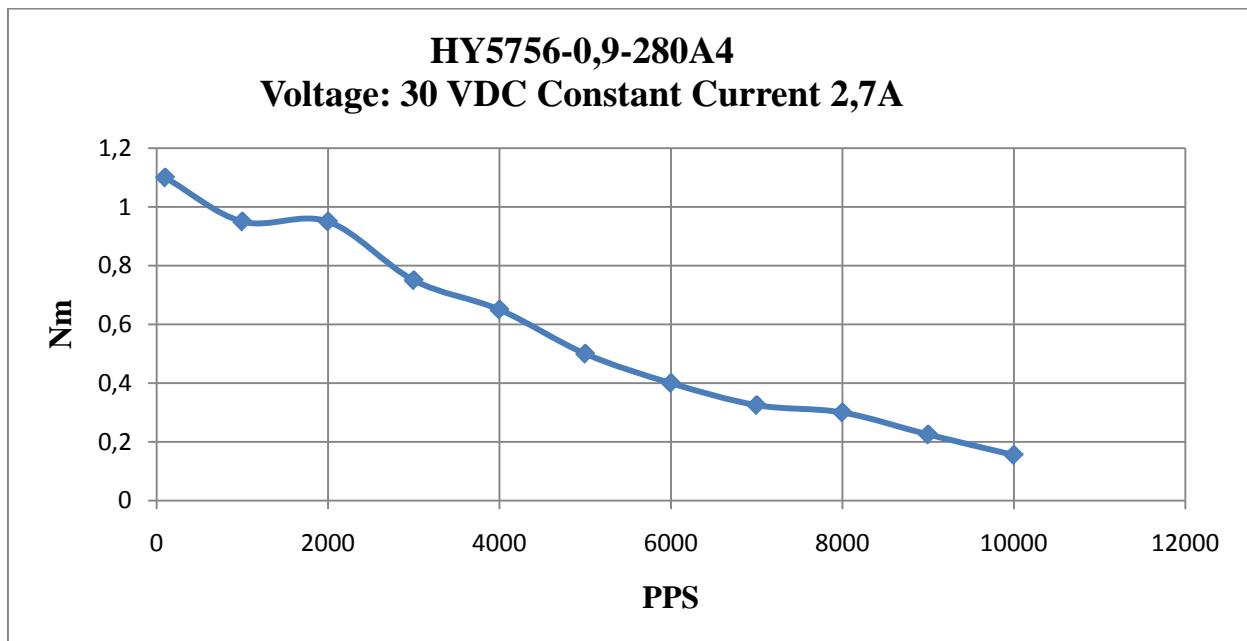
Tabell 4.1

### 4.3 Rullager

De största krafterna som uppkommer i lagren är dynamiska och dessa påverkar inte lagrens livslängd eller funktion. Obalans och rörelse i armen skapar vissa radiella och axiella krafter. Dessa krafter är relativt små och kan försummas när det ska kontrolleras på påverkan i lagren.

## 5. Dimensionering av stegmotor

Den av Autolabel föreslagna stegmotorn HY5756-0,9-280A4 [bilaga 1] används som beräkningsunderlag. För att beräkna om stegmotorn fungerar till konstruktionen måste ett antal olika variabler vara kända som momentkurvan till motorn (figur 5.1). Förflyttningen beskrivs av hastighet som funktion av tiden. Flertalet olika kurvtyper kommer att studeras, vilka benämns som koncept. Kravet är att armen skall klara av 30 upprepningar per minut, med en slaglängd på 1,5 meter. Då fås följande startvärden: armen ska på 2 sekunder translatera 1,5 meter fram och tillbaka. Det innebär 1 sekunds cykeltid för att accelerera och retardera armen. Här tas inte hänsyn till tiden för etikettöverföring och etikettapplicering utan endast tiden då systemet är i rörelse.



Figur 5.1 – Momentkurva över vald stegmotor

Den valda stegmotorn har en upplösning på  $0,9^\circ$  per steg och programmeras i helstegssekvenser vilket ger 400 steg för ett varv. Sambandet mellan motorns rörelse och armens rörelse fås av:  $X = \theta \cdot R_1$

Där  $\theta$  är vridvinkeln i radianer, och  $R_1$  är radien på kugghjulet.  $\theta$  sätts till  $2\pi$  vilket motsvarar ett varv, det ger:

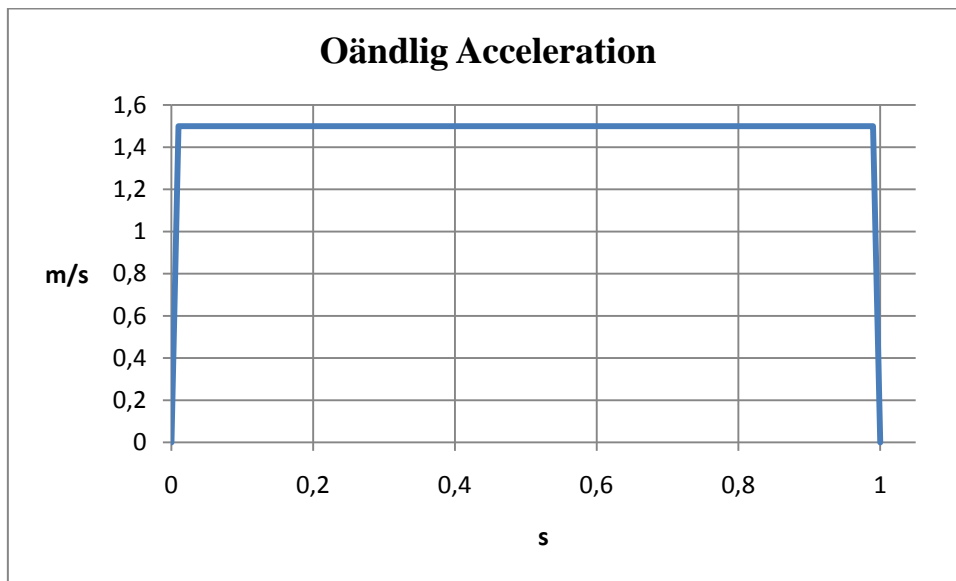
$$X = 2\pi \cdot R_1 \Rightarrow$$

$$X = \pi \cdot d_1$$

(5.1)

## 5.1 Koncept A - Oändlig acceleration

Den enklaste metoden att beskriva rörelsen är en kurva med ”oändlig” acceleration. Figur 5.2 används som referens då arean under kurvan skall vara konstant 1,5 areaenheter, oavsett val av storlek på acceleration och retardation. Denna typ av kurva är orimlig i sig och används endast som referens.



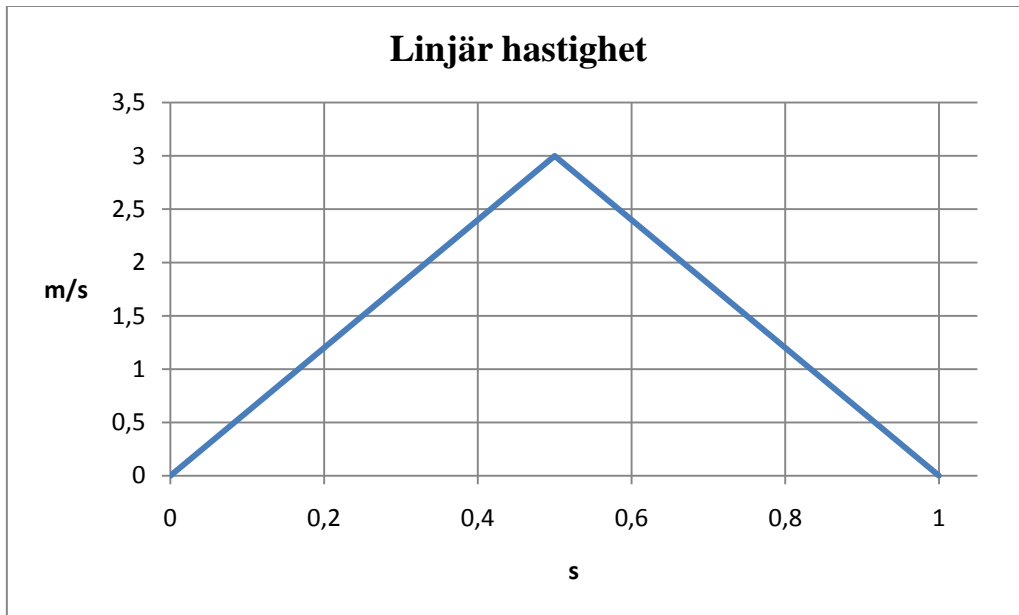
Figur 5.2

## 5.2 Koncept B - Konstant acceleration

Konstant acceleration innebär linjär hastighetsändring, vilket ger en triangelformad kurva. Med hjälp av formeln för arean i en liksidig triangel fås:

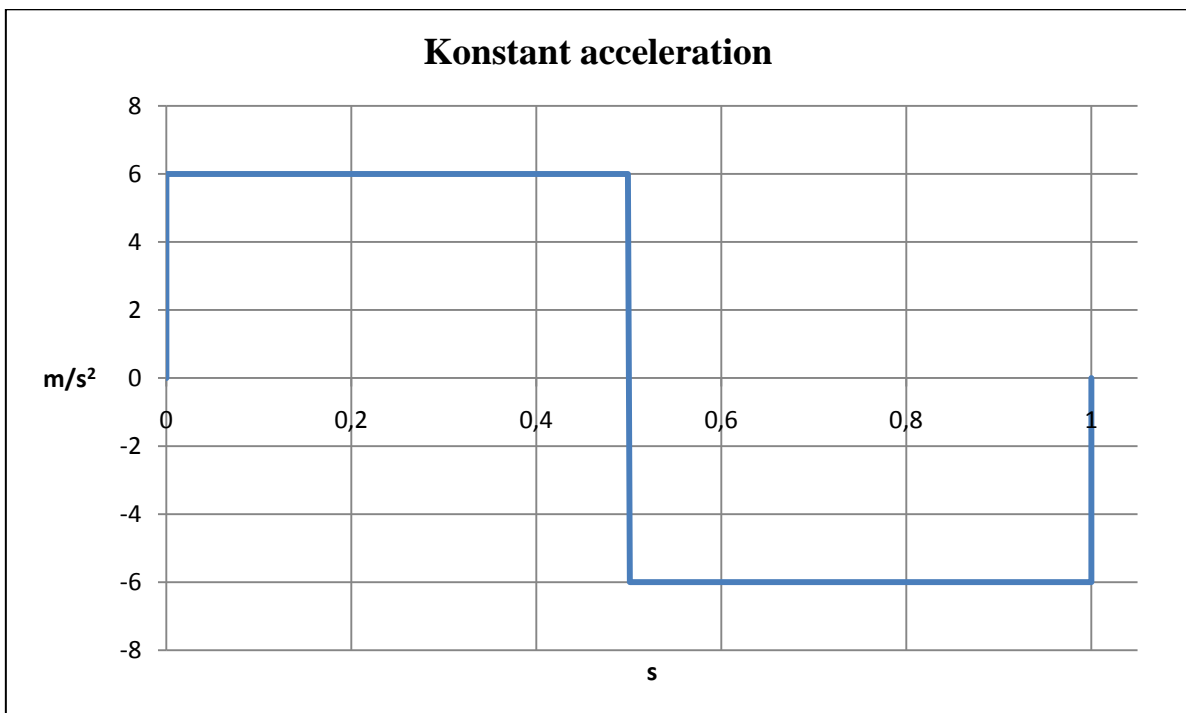
$$Area = \frac{1}{2} \cdot b \cdot h, \quad b = 1, \quad Area = 1,5 \quad \text{och} \quad h \text{ är okänd} \Rightarrow h = 3$$

För att få den enklaste formen av kurva uppträder hastigheten 3 m/s vid halva tiden. Det ger följande graf (figur 5.3):



Figur 5.3

Betrakta den triangelformade kurvan och uttryck istället den som acceleration beroende av tiden (figur 5.4). Vad som syns direkt är att acceleration måste växla extremt snabbt till full retardation, något som inte överensstämmer bra med verkligheten.



Figur 5.4 – Accelerationen som funktion av tiden

### 5.3 Koncept C – Linjär acceleration

För att utnyttja motorns kapacitet mer optimalt, kan förflyttningen i tiden approximeras med en parabolisk kurva. Verkningsgraden ökar då betydligt jämfört med en triangelformad kurva (2). En parabolisk kurva med nollställen vid  $x=0$  och  $x=1$  kan skrivas på formen.

$$f(t) = Ct(1 - t) \tag{5.2}$$

Med hjälp av givna krav beträffande förflyttningen på 1,5 meter per sekund, används tiden som integrationskonstant. Konstanten  $C$  bestäms av att arean under kurvan mellan tiderna 0 och 1 skall vara 1.5 areaenheter. Ekvation (5.2) ger:

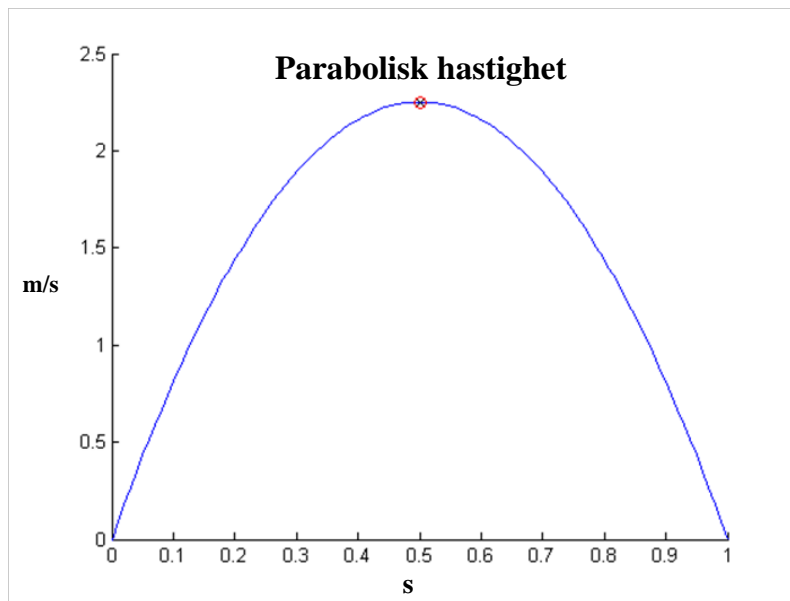
$$1,5 = \int_0^1 f(t)dt = \int_0^1 Ct(1 - t)dt = \left[ \frac{ct^2}{2} - \frac{ct^3}{3} \right]_0^1 = \frac{c}{2} - \frac{c}{3} = \frac{c}{6} \Rightarrow 1,5 \cdot 6 = c \Rightarrow c = 9 \Rightarrow$$

$$f(t) = 9t(1 - t) \tag{5.3}$$

Symmetri ger att topphastigheten fås vid halva tiden, alltså vid  $t=0,5$  sekunder. Ekvation (5.3) ger då:

$$f(0,5) = 9 \cdot 0,5(1 - 0,5) = \frac{9}{4} = 2,25 \text{ m/s}$$

Ekvation (5.3) resulterar i kurvan i figur 5.5.



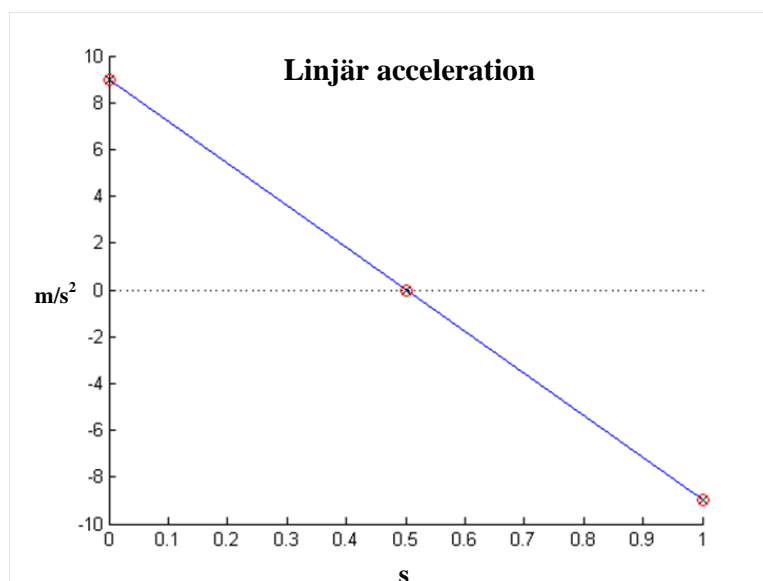
**Figur 5.5 – Parabolisk funktion**

För att få ut acceleration som en funktion av tiden deriveras ekvation (5.3):

$$\frac{df(t)}{dt} = 9(1 - 2t) = 9 - 18t$$

Funktionen beskriver en rät linje, där syns det trivalt att maximalacceleration fås vid  $t=0$  och maximal retardation vid  $t=1$ . Lägst acceleration fås när hastigheten är som störst (figur 5.6).



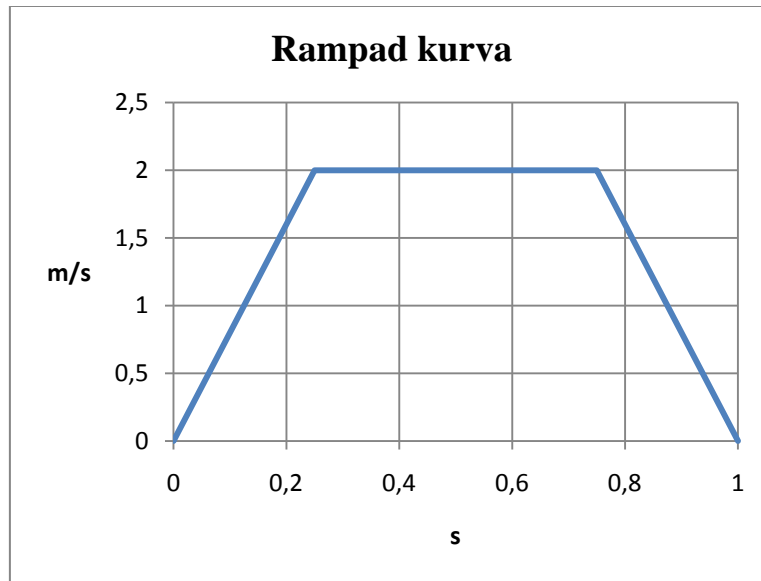


Figur 5.6 – Acceleration som funktion av tiden

#### 5.4 Koncept D – Rampformad kurva

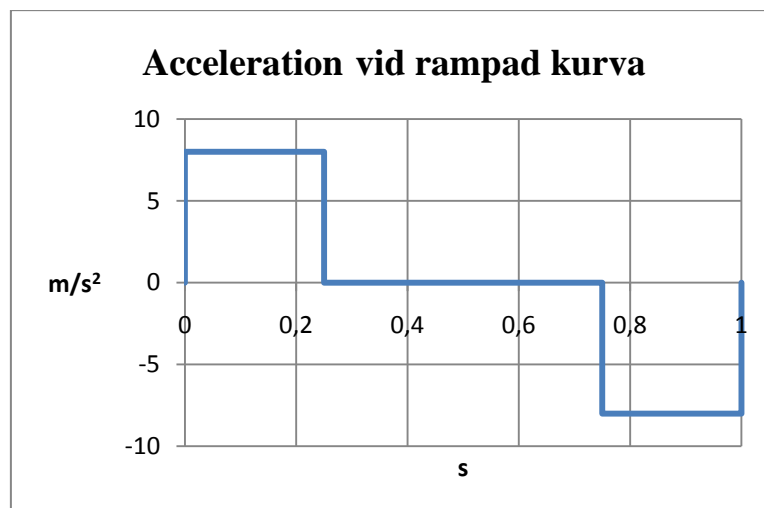
Rampad kurva innebär att elmotorn accelererar till en topphastighet håller sig konstant. Fördelen är att dimensionering sker mot maximal acceleration. Genom att accelerera och retardera under halva tiden och sedan köra på konstant hastighet halva tiden vill en annan hastighetsprofil uppnås, som kan vara mer optimal för motorn. För att beräkna acceleration och maxhastighet används en enkel formel för att räkna ut arean under kurvan(figur 5.7).

$$Area = \frac{1}{2} \cdot h \cdot \frac{b}{2} + h \cdot \frac{b}{2}, \quad b = 1, Area = 1,5 \text{ och } h \text{ är okänd} \Rightarrow h = 2$$



**Figur 5.7**

Den rampade kurvan uttryckt i accelerationen som en funktion av tiden(figur 5.8).



**Figur 5.8**

## 5.5 Resultat vid rörelse i horisontell riktning

När de olika kurvtyperna är definierade betraktas varje enskild kurvas maxhastighet. För att kontrollera stegmotorns vridmoment. Sedan beräknas antalet steg per sekund (PPS) för den givna hastigheten med hjälp av ekvation (5.1).

$$\text{Varv per sekund} = \frac{\text{Hastighet}}{\text{Omkrets}} \Rightarrow \frac{V_{max}}{\pi \cdot d_1}, \text{ där } d_1 = 2 \cdot R_1 = 2 \cdot 13\text{mm} = 26\text{mm}$$

Antal steg per sekund fås med ekvationen.

$$\text{sps} = \text{vps} \cdot \text{spv}, \text{ där } \text{spv} = 400$$

Där sps är steg per sekund, vps är varv per sekund och spv är steg per varv. Accelerationen är bestämd utifrån hastighetskurvas lutning, och genom att göra om ekvation (4.10), kan vridmomentet beräknas.

$$M_{hor} = \frac{(I_M + \frac{1}{2} m_3 R_3^2 + R_1^2 (m_{stång} + \frac{1}{2} m_1 + m_2)) \cdot \ddot{x}}{R_1} \quad (5.4)$$

Tabell 5.1 visar en jämförelse av olika accelerationskurvor. Vridmoment och hastighet (steg per sekund) kontrolleras mot varandra i motorkurvan och för att se om motorn klarar givna krav.

Koncept / Parameter	A	B	C	D
Max acceleration (m/s <sup>2</sup> )	∞	6	9	8
Max retardation (m/s <sup>2</sup> )	∞	6	9	8
Max hastighet (m/s)	1,5	3	2,25	2
Max vridmoment (Nm)	∞	0,101	0,152	0,135
Steg/s vid max hastighet (pps)	7340	14 680	11 010	9 787
Translaterad sträcka (m)	1,5	1,5	1,5	1,5
Kan motor HY 5756 användas?	Nej	Nej	Ja	Ja

Tabell 5.1

Av de olika kurvtyperna är det endast koncept C och D som kan användas med given stegmotor. Där är koncept C att föredra på grund utav att den överstämmer bra med motorns kapacitet. Vridmomentet minskar när hastigheten ökar och motorns kapacitet blir lägre. Vid koncept D ligger vridmomentet på ungefär 90 % av motorns maxmoment vid maxhastighet, och är då friktionen inte betraktad i beräkningen. Autolabel AB har endast möjlighet att programmera med konstanta accelerationer, begränsas urvalet.

## 5.6 Resultat vid rörelse i vertikal riktning

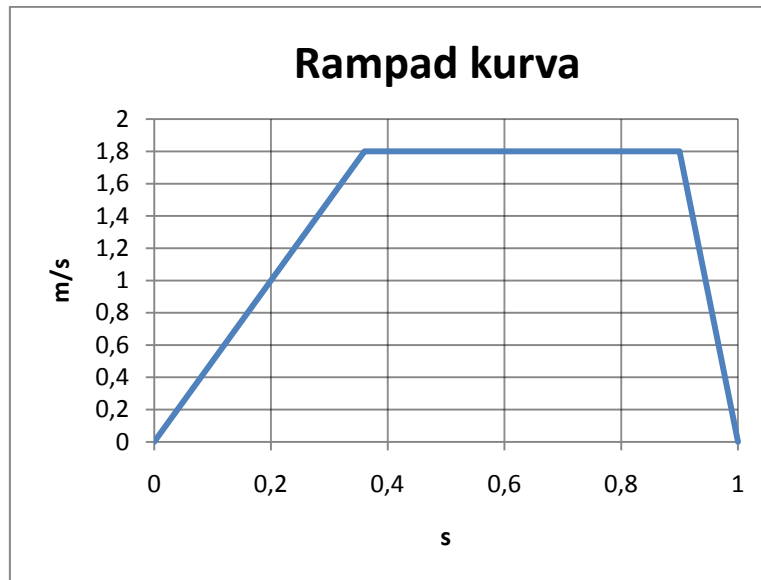
Vid körning i vertikalt läge får motorn ett extra vridmoment på grund av armens tyngd, och beroende på om armen rör sig ned eller upp, ökar eller minskar accelerationen. Ekvation 4.17 visar acceleration när armen translaterar vertikalt. Utifrån denna ekvation fås att tyngdacceleration ger ett negativt vridmoment motsvarande  $R_1 m_{stång} g$ , när armen rör sig uppåt. Denna acceleration vill alltid vara  $8,97 m/s^2$  på grund av att tyngdacceleration är konstant, som motsvarar ett vridmoment från stegmotorn på  $0,133 Nm$ . Jämförs detta med värdena från horisontellt läge, måste vridmomentet ifrån stegmotorn ligga ett tillsvarende värde under momentkurvan för att klara att hålla accelerationen. Vid kontroll mot den paraboliska hastighetsökningen i horisontellt läge med momentkurva för given stegmotor (figur 5.1) ses att vridmomentet ligger under maxmomentet med mer än  $0,133 Nm$  vid alla hastigheter. Det är därför möjligt att använda denna hastighetsökning även när armen rör sig vertikalt, och samtidigt uppfylla kraven. Stegmotorn har däremot inte stor marginal innan denna gräns överstegas och provning för att kontrollera resultaten är nödvändigt. Vid samma jämförelse och rampad hastighetsökning visar momentkurvan att stegmotorn inte kan ge tillräckligt högt vridmoment när farten närmar sig maxstegfrekvens på nästan  $10\ 000\ pps$ . Det är därför nödvändigt att modifiera den rampade accelerationen med en kurva som visar större acceleration när armen rör sig neråt än uppåt.

Vridmomentet som stegmotorn måste ge vid en given acceleration fås vid att lösa ut  $M_{vert}$  av ekv 4.17

$$M_{vert} = \frac{(I_M + \frac{1}{2} m_3 R_3^2 + R_1^2 (m_{stång} + \frac{1}{2} m_1 + m_2)) \cdot \ddot{y}}{R_1} \pm R_1 m_{stång} g$$

Utgås det från en acceleration på  $5\ m/s^2$  när armen rör sig uppåt, som är  $3\ m/s^2$  lägre än accelerationen vid horisontell körning, fås att motorns vridmoment blir  $0,217 Nm$ . Utifrån

momentkurvan till den givna stegmotorn fås att motorn kan hålla detta vridmoment vid 9 000 pps, eller 1,8 m/s (ekvation 5.1). Motsvarande fås en acceleration på  $20 \text{ m/s}^2$  vid samma vridmoment när armen rör sig neråt. Sätts dessa värden in i en rampad hastighetskurva fås figur 5.9.



Figur 5.9

Arean under grafen i detta tillfälle blir 1,39 m, translaterad längd har då blivit 0,11 m kortare för att stegmotorn ska klara motståndet som tyngdacceleration ger upphov till. Hade accelerationen när armen rör sig uppåt ökat till  $6 \text{ m/s}^2$ , minskar maxhastigheten vilket gör att translaterad längd inte ökar. Tvärtom vid att sänka accelerationen till  $4 \text{ m/s}^2$  ökar accelerationstiden för mycket till att translaterad längd ökar, även om maxhastigheten i detta tillfälle kan vara lite högre.

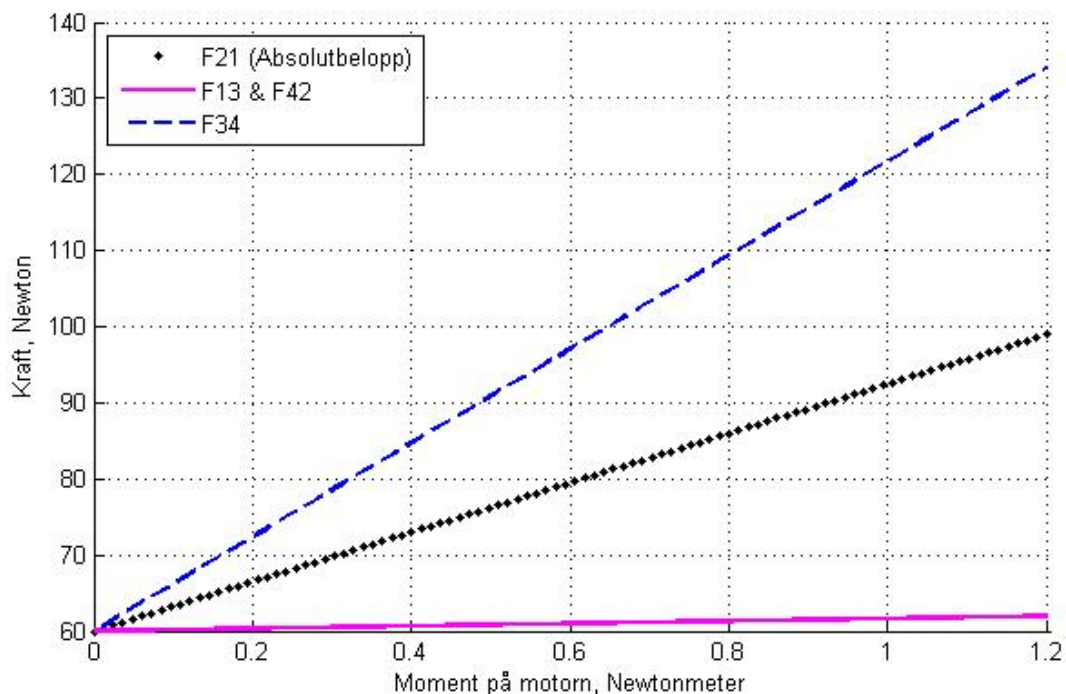
## 6. Rem

### 6.1 Remkrafter

Remmen som används i konstruktionen är 3MR-25 [bilaga 2]. För att få en uppfattning om krafterna som uppkommer i remmen ritas grafen med ett vridmoment som går mellan 0 och 1,2 Nm då det är det högsta vridmomentet stegmotorn utvecklar. Kraven som ställdes på remmen var:

- Max acceleration:  $6 \text{ m/s}^2$
- Varvtal: 2200 rpm
- Bromstid: 0,5 sekunder
- Kraft på motor: max 1 Nm

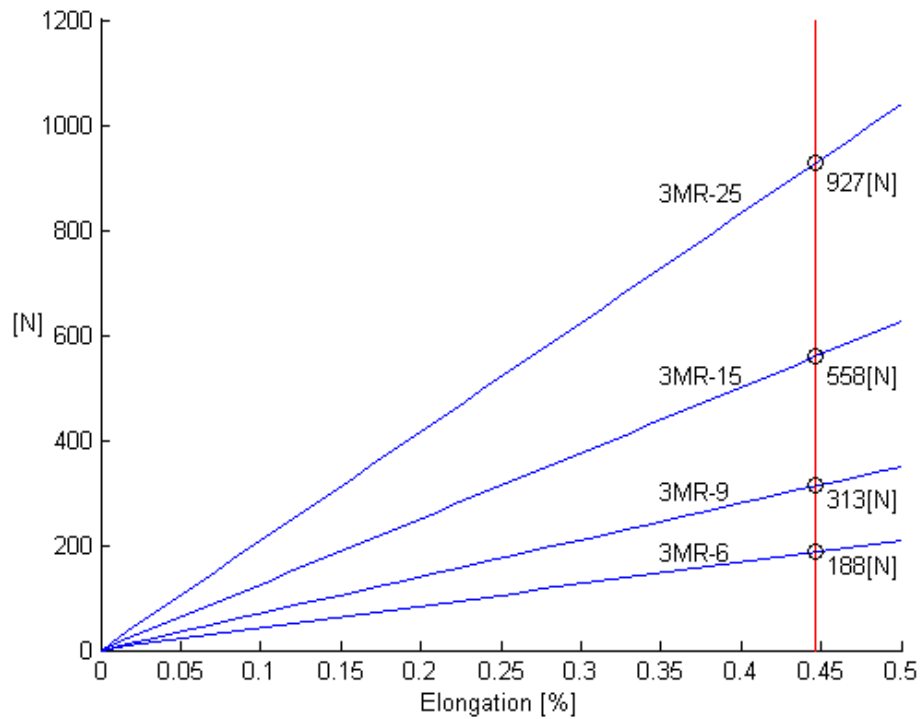
Enligt leverantören (2) av remmen gav detta en förspänning på 60 N vid angivna krav. Ekvation (4.11–4.14) samt (4.18) ger periferikrafterna uppkommande i remmen. Det vill säga, skillnaden mellan dragkrafterna. Vilket leder till krafterna  $F_{21}$ ,  $F_{13}$ ,  $F_{42}$  och  $F_{34}$  enligt figur 6.1.



**Figur 6.1 Kraften i remmen med avseende på motorns vridmoment i horisontalfallet.**

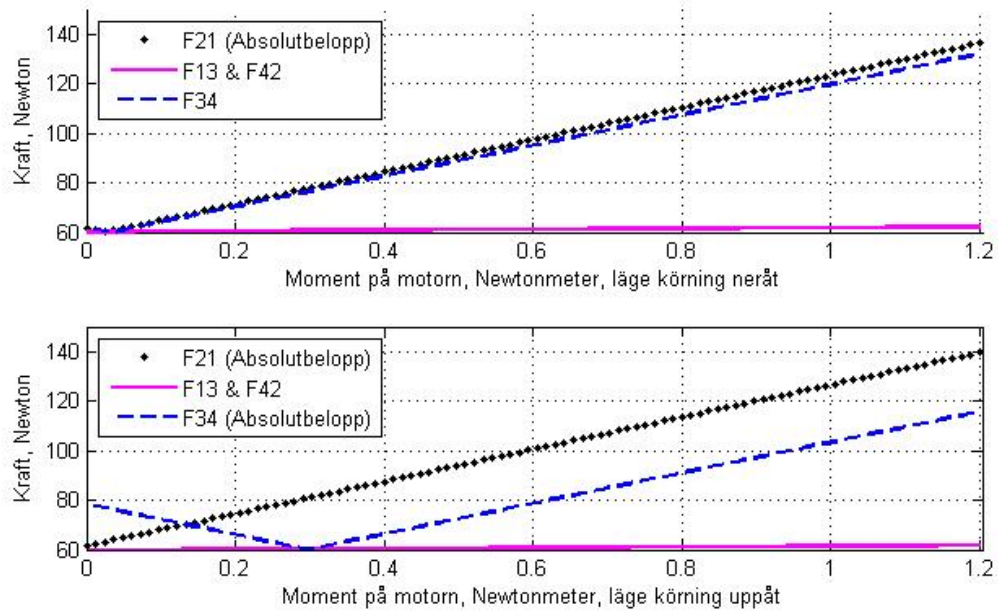
Vad som då blir påtagligt är att krafterna i remmen blir små. Enligt remmens produktdatablad (figur 6.2) fås att den tål en belastning av 927 N innan remmen överskrider sträckgränsen.

Brottbelastningen ligger vid 2790 N. Enligt figur 6.1 uppkommer den största kraften mellan  $S_3$  och  $S_4$  ( $F_{34}$ ), och blir som störst ca 135 N.



**Figur 6.2 – Produktdatablad över remmar**

I vertikalfallet dras samma slutsatser som vid körning i horisontala läget (figur 6.3). Största kraft som uppkommer är vid körning uppåt och är mellan  $S_2$  och  $S_1$  ( $F_{21}$ ), det ligger då runt 140 N.



**Figur 6.3 Kraften i remmen med avseende på motorns vridmoment, vertikalt läge. Övre figur vid körning neråt, undre figur vid körning uppåt.**

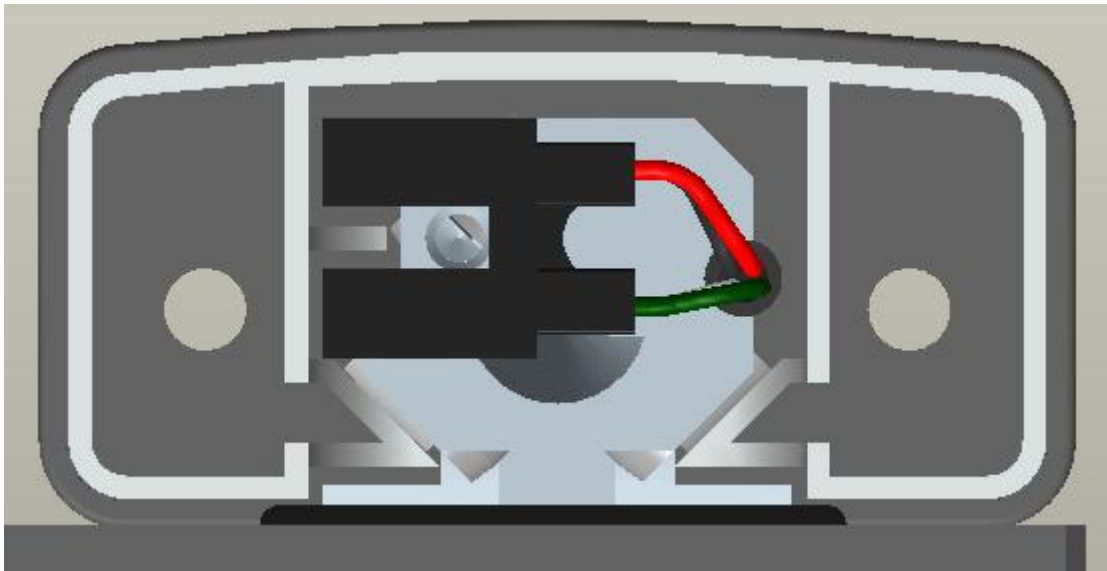


## 7. Optimering av applikatorarm

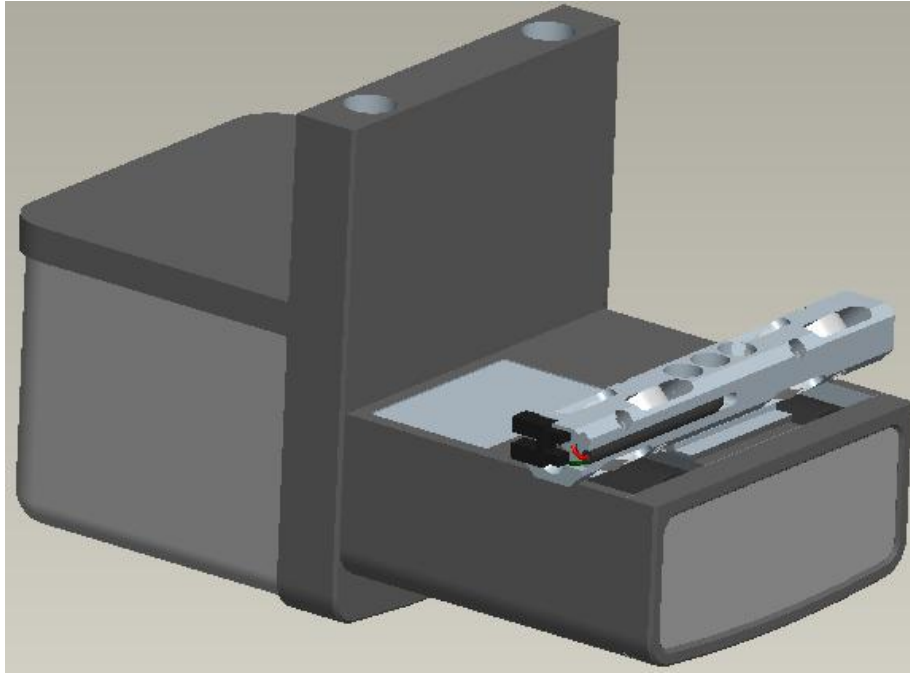
Armens massa bidrar till det vridmoment som motorn måste utveckla. Om massan kan reduceras resulterar det automatiskt i en reduktion av vridmomentet. Analysen ska se om det går att förändra armen och minska vridmomentet utan att försämra armens hållfasthet.

### 7.1 Beskrivning av arm

Armen translaterar med hjälp av en rem som överför vridmoment ifrån en stegmotor. I mitten av tvärsnittet på armen (figur 7.1) sitter det en lagrad styrning som sitter fixerad i hållaren (figur 7.2) av ettiketapplikatorn. För att armen ska passa ihop med styrningen är det viktigt att några mått i tvärsnittet är låsta. De specifika måtten förklaras senare.



Figur 7.1 – Arm med styrning



**Figur 7.2 – Hållare med styrning**

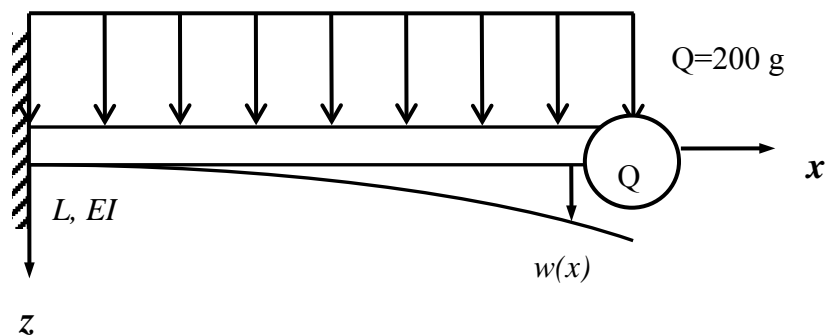
## 7.2 Beskrivning av lastfallet

För att beräkna utböjningen av armen kommer Pro Engineer och tillägget Mechanical användas för att utföra FEM-analys av armen.

Det studerade lastfallet är förenklat jämfört med verkligheten i två punkter.

- För att få ett tydligare utslag i FEM-analyserna.
- Det verkliga problemet hade resulterat i ett kontaktproblem mellan rullager i styrningen och armen.

Att studera kontaktproblemet hade endast ökat komplexiteten i FEM-analysen, utan att tillföra frågeställningen något. Krafterna som armen utsätts för är egenvikten samt en punktmassa i ytterändan på 200 g. Figur 7.3 illustrerar lastfallet, där linjelasten visar lasten till följd av egenvikten samt en punktlast vid längden  $L$ .



Figur 7.3 – Arm med randvillkor

### 7.3 Optimering av tvärsnitt med Pro Engineer/Mechanica

Pro Engineer har en inbyggd funktion för optimering av vald parameter. Vilket är en fördelaktig lösningsmetod då manuell beräkning skulle leda till en stor mängd iterativa repetitioner. För att ställa upp en sådan beräkning i Pro-E/M måste följande krav och förslag till lösningar framarbetas:

- Mål: Minimera utböjningen av armen på grund av egenvikten.

Maximera böjmotståndet samtidigt som armens massa minimeras.

- Begränsningar: I tvärsnittet måste några mått vara fixerade oavsett val av tvärsnitt.

Måtten finns i figur 7.4, beroende på att armen ska translatera måste den lagrade styrningen tillåtas röras inuti armen. Fullständig ritning [bilaga 3].

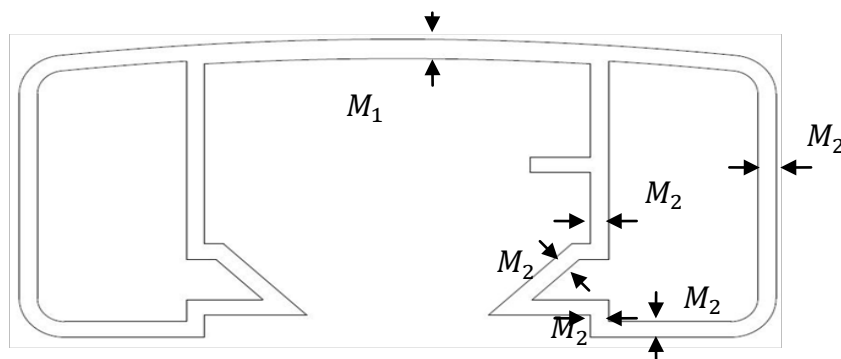
Von Mises jämförelsespänning kommer att betraktas.

- Fria parametrar: Tjockleken är det mått som kan förändras för att tillfredsställa målet.

Det kräver en specifik analys för alla olika materialval.

Spännigarna kontrolleras endast för att se att de ligger under sträckgränsen.

För att få fram det optimala tvärsnittet startas analysen med förslaget på utformning. Den inledande första analysmetoden som prövas är att variera godstjocklekarna i tvärsnittet. Tjockleken varieras då för att minska utböjningen och kontrollerar att spänningarna i tvärsnittet inte blir för höga. I figur 7.4 syns måtten  $M_1$  samt  $M_2$  som satts till fria parametrar för optimeringen.



Figur 7.4 – Tvärsnitt med mått

## 7.4 Analys av tvärsnitt

Nedanstående materialdata matas in i Pro-E/M. Att det finns två olika värden för samma material beror på att materialkonstanterna ligger inom ett intervall, där ett är de lägre och de andra är de högre värdena (tabell 7.1).

Materialgrupp	Materialnamn	Densitet ( $kg/m^3$ )	Elasticitetsmodul (GPa)	Poissons konstant (tvärkontraktionstalet)
Aluminium 1 (Al1)	Non age- hardening wrought 1	2900	72	0,36
Aluminium 2 (Al2)	Non age- hardening wrought 2	2500	68	0,32

Tabell 7.1

Alla mått anges i mm om inget annat finns angett (tabell 7.2). *Ursprunglig* anger måtten som analysen startade med. *Optimering I* ger värdena efter första optimeringen. Värdena ifrån första optimeringen används för den andra optimeringen, för att se hur bra lösningen är.

	Material	M1	M2	Max spänning (MPa)	Max utböjning	Vikt (kg)
Ursprunglig	Al 1	1,5	1,2	8,9	10,4	1,0
Optimering I	Al 1	2,8	1,5	8,9	9,9	1,32
Optimering II	Al 1	2,8	1,5	8,9	9,9	1,32
Iterativ	Al1	1,2	0,8	9,9	11,2	0,69
Ursprunglig	Al 2	1,5	1,2	9,9	10,8	1,3
Optimering I	Al 2	2,8	1,2	10	10,4	1,54
Optimering II	Al 2	2,8	1,2	10	10,4	1,54
Iterativ	Al2	1,2	0,8	11	11,6	0,8

Tabell 7.2

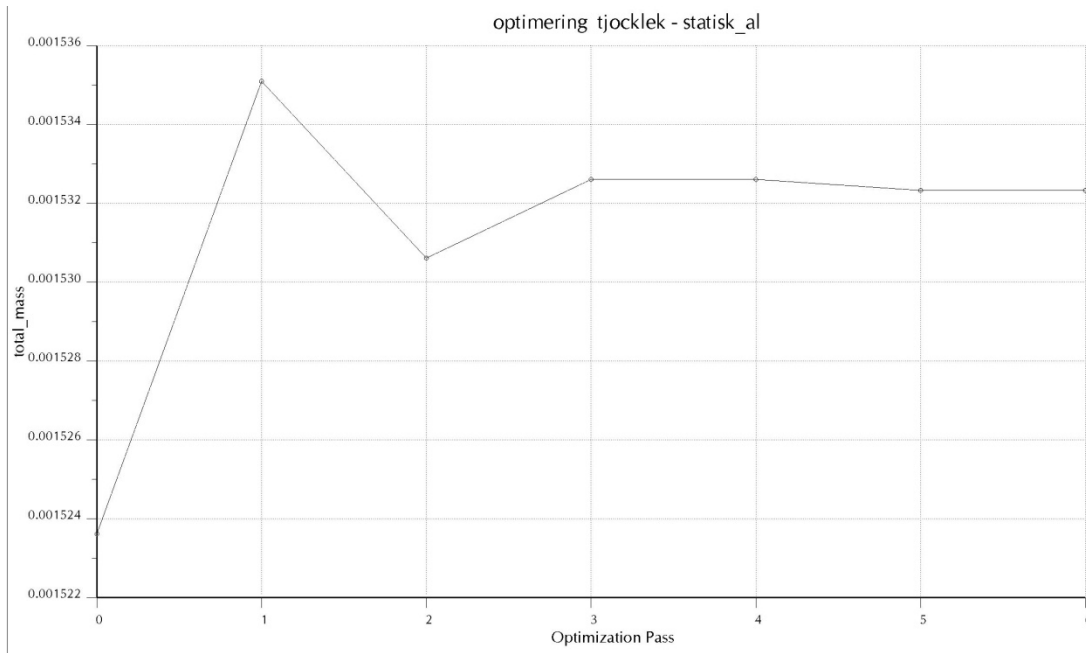
## 8. Slutsatser av optimering

### 8.1 Optimering i Pro Engineer/Mechanica

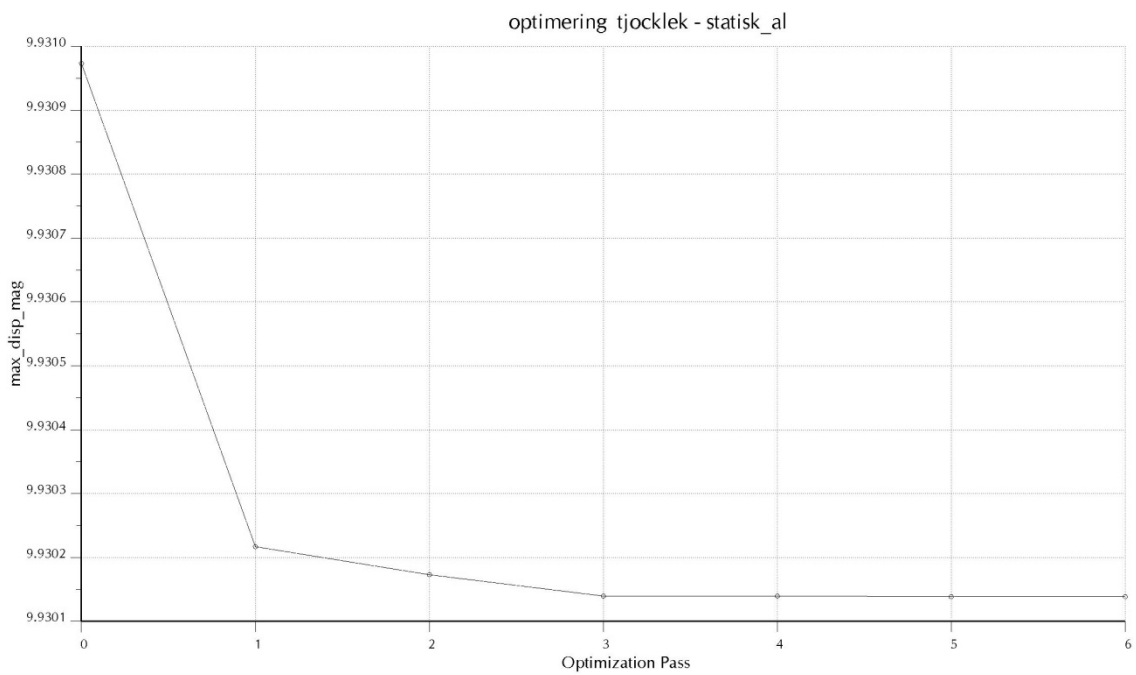
Den inbyggda optimeringsfunktionen i Pro-E/M är ett kraftfullt verktyg. I det undersökta fallet med optimeringen av tvärsnittet var antalet fria variabler begränsade vilket inte resulterade i tillfredställande utslag. Endast tjockleken som fri variabel resulterade i svårigheter att öka böjtröghetsmomentet. Speciellt när den huvudsakliga yttre lasten var egenvikten. För att få tillfredställande resultat bör tvärsnittet kompletteras med flera fria variabler, exempelvis en variabel som ökar avståndet till tyngdpunktscentrum. Bidragande var också sambanden mellan de två kraven som definieras enligt *Goal (Minimize mass*, minimeringen av armens totala massa) och *Design limit (Minimize displacement*, minimering av utböjning vid längden L). Ovanstående resulterande i att värdet på minsta tillåtna utböjning blev styrande. Och målet att minimera totala massan inte prioriterades.

### 8.2 Minpunktsproblematik i Pro Engineer/Mechanica

När optimering utförs i Pro-E/M söker programmet efter en minpunkt som tillfredställer de krav som är definierade i analysen. Programmet är inte medvetet om svaret till en minpunkt är lokal eller global. En metod för att säkerställa om minpunkten är global är att utföra en upprepad analys med andra startvärden, samt en analys med svaret ifrån minpunkten. Är minpunkten global ska de av Pro-E/M förslagna måtten upprepas. Inträffar inte det är minpunkten lokal. I figur 8.1 och figur 8.2 illustreras när värdena ifrån föregående analys konvergerar mot ett värde. Notera att värdena på y-axeln är inom ett mycket litet intervall.



**Figur 8.1 – Armen massa konvergerar mot en global minpunkt**



**Figur 8.2 - Armens utböjning konvergerar mot en global minpunkt**

### 8.3 Analystider i Pro Engineer/Mechanica

Val av elementtyp varierar kraftigt analystiderna och storlek på filerna. Att minimera analystiderna är väsentligt vid användning av FEM-verktyg, utan att försämra kvaliteten på lösningarna. Tabell 8.1 illustrerar kraftigt skillnaderna mellan olika element- och analystyper. Oavsett elementtyp är skillnaden mellan statistkanalys och optimering stora. Vilket gör att en alternativ metod iterativt prova olika tjocklekar kunde användas i vårt fall att. De olika tjocklekarna körs sedan kunna köras i separata statistiska analyser. För måtten på det iterativa tvärsnittet [bilaga 4].

Elementtyp \ Analystyp	Statisk	Optimering
Solider ( <i>solids</i> )	15-20 minuter	80-120 minuter
Balk ( <i>beams</i> )	20 sekunder	20 minuter

**Tabell 8.1 – Jämförelse mellan analystyper**



## 9. Resultat av optimering

För att jämföra armarna studeras det maximala vridmoment som krävs för att förflytta armen enligt koncept D, där en maximal acceleration är given till  $8 \text{ m/s}^2$ . Det maximala vridmomentet fås ur ekvation (5.4). De numeriska värdena erhålls ur tabell 9.1.

$$M_{max} = \frac{(I_M + \frac{1}{2}m_3R_3^2 + R_1^2(m_{arm} + \frac{1}{2}m_1 + m_2)) \cdot \ddot{x}}{R_1}$$

$R_1$	$R_2$	$R_3$	$m_1$	$m_2$	$m_3$	$m_{arm}$	$I_M$
13 mm	18 mm	6 mm	33,7g	55 g	70,6 g	Enligt tabell 7.2	300 gcm <sup>2</sup>

Tabell 9.1

Med hjälp av ekvationen och de numeriska värdena fås följande tabell 9.2.

	Material	Ursprunglig arm	Optimerad arm	Iterativ arm
Moment (Nm)	Al 1	0,1307	0,1640	0,0985
Moment (Nm)	Al 2	0,1619	0,1869	0,1099
Utböjning (mm)	Al 1	10,4	9,9	11,2
Utböjning (mm)	Al 2	9,9	10	11

Tabell 9.2

För att jämföra de olika armarna beräknas den procentuella förändringen av vridmomentet och utböjningen (tabell 9.3).

Armtyp	Material	Moment, förändring (%)	Utböjning, förändring (%)
Ursprunglig arm	Al 1	–	–
Optimerad arm	Al 1	+25,4	– 13,1
Iterativ arm	Al 1	– 24,6	+ 13
Ursprunglig arm	Al 2	–	–
Optimerad arm	Al 2	+ 15,4	– 1
Iterativ arm	Al 2	– 32,1	+ 10

**Tabell 9.3**

## 10. Utvärdering av prototyp

Prototypen av etikettapplikatoren som användes hade en arm på 1,25 m och en slaglängd på 1,1 m (figur 10.1). Systemet testades i horisontellt läge med Autolabels egna program för kontroll av stegmotorer (tabell 8.1). De parametrar som kunde regleras var antal steg och tid mellan varje steg i mikrosekunder. Accelerationen kunde inte regleras och på detta sätt blev det svårt att kontrollera risken för överstegning. På grund av att accelerationen inte kunde regleras gick det inte att med säkerhet bestämma hur tillförlitliga resultaten blev. Skillnaden mellan den beräknade längden på armens rörelse till följd motorns rotation och verkliga utfallet var endast 3 %. Förväntad längd var 1 m och verklig längd blev 1,03 m.

Testresultat				
	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4
Translaterad längd (m):	1,03	1,03	1,03	1,03
Antal steg:	4897	4897	4897	4897
Tid mellan steg ( $\mu$ s):	150	80	69	68
Tid på translation (s):	3	1,7	1,5	–
Snitthastighet (m/s):	0,34	0,61	0,69	–
Överstegning	Nej	Nej	Nej	Ja

Tabell 8.1



**Figur 10.1**

Test 3 visar den kortaste translationstiden för armen. Snitthastigheten vid detta tillfälle var 0,69 m/s och ligger således lite under hälften av kravet på en snitthastighet av 1,5 m/s. Detta beror på att det inte fanns någon möjlighet att kontrollera acceleration eller vridmoment från stegmotorn i programmet. Det gör att systemet accelererar för snabbt och belastning på motorn blir för stor. Friktionen i systemet som inte har betraktats påverkar också. Ett program som kan kontrollera acceleration skulle göra det möjligt att motverka överstegning.

## 11. Slutsats

Utifrån kraven och vid att använda ursprunglig konstruktion är lösningsvalen begränsade. Stegmotorn HY5756 klarar kraven för rampad hastighetsökning (koncept D) och vid en parabolisk hastighetsökning (koncept C) när armen drivs i horisontellt läge. Ändras riktningen till vertikalt läge är det enbart vid en parabolisk hastighetsökning som given stegmotor kan användas. Används en rampad hastighetsökning ligger translaterad längd endast på 1,39 m per sekund, vilket inte uppfyller kraven.

Kuggremmen som används till att överföra kraften ska klara krafter upp till 927 N. Utifrån givna värden på hastighet, acceleration och accelerationstid, är rekommenderad förspänning i remmen 60 N. Vid körning kan dessa krafter öka till närmare 140 N, de ligger ändå långt under något kritisk värde för remmen. Rullagerna som sitter på rullarna och kugghjulet får enbart påkänningar från dynamiska krafter som inte nämnvärt påverkar livslängden.

Armens tvärsnitt kan optimeras vilket gör att vikten reduceras samtidigt som att vridmomentet som stegmotorn behöver utveckla minskas med 24 – 32 % och utböjningen endast ökar 10 – 13 %.

Utifrån testet av prototypen var det svårt att dra några tydliga slutsatser, beroende på begränsningarna i programmet och friktionen i systemet. Begränsningarna i programmet var att den momentana accelerationen inte kunde kontrolleras. Friktionen i systemet är inte något som går att bestämma med beräkningar utan måste empiriskt undersökas. För att genomföra ett sådant test behöver den inledande accelerationen kunna kontrolleras.

Resultaten från beräkningar och tester har därför inte givit ett entydigt svar på om alla krav kan hållas vid ursprunglig konstruktion. Vidare testning rekommenderas för att kontrollera resultaten med större säkerhet. Det finns också andra möjliga lösningar som kan utvecklas i ett vidare arbete.

## 12. Rekommendationer för vidare arbete

De största begränsningarna för konstruktion ligger vid stegmotorn. Det finns flera sätt att förbättra denna kapacitet, vilket är intressant att studera vidare.

- Byta stegmotor

För att förbättra kapaciteten kan stegmotorn bytas från en  $0,9^\circ$  stegmotor till en  $1,8^\circ$ , antalet steg per varv halveras ifrån 400 steg till 200 steg. Det vill göra att maxhastighet, och vridmoment vid en given hastighet ökas. Då kan kraven hållas både vid horisontell och också vertikal körning då rampad hastighetsökning användas. Stegmotor FL57STH56-2804A (bilaga 1) har samma infästning som gällande stegmotor.

- Borstlös elmotor

Den borstlösa motorn FL57BLS 02 (3), har samma infästning som given stegmotor, den kan därför användas utan att förändra konstruktionen. Motorn klarar ett maxmoment på 0,7 Nm och ett varvtal på 4000 rpm. Problemet ligger i att programmera den rätt och i att kontrollera position då den ej kör i steg utan i av/på-läge.

- Ändra ström och/eller spänning

Vid mer ström eller spänning, ökar effekten och motorn klarar ett högre varvtal samt ett större vridmoment. I figur 5.1 är motorn testad på 30V och 2,7 A. Vid ökning av effekten, kan kraven hållas med en större marginal. Det är däremot svårt att veta exakt hur mycket motors effekt ökar, utan att provköra. En konsekvens av högre spänning och ström är större risk för överhettning. Hårdare kontroll av både strömtillförsel och motor behövs, samtidigt som systemet måste testas noggrant för att veta säkert hur det klarar av påkänningarna.

- Programmering av stegmotor

Programmet som används hos Autolabel har stora begränsningar till att kontrollera acceleration och utgående vridmoment från motorn. För att kunna utnyttja stegmotorn optimalt måste ett program användas som kan justera utgående vridmoment utifrån hastigheten. Detta kräver en återkoppling från armen för att kontrollera hastighet, samtidigt som motorns begränsningar måste mätas noggrant. Exempel på återkoppling skulle kunna vara en accelerometer placerad i armen. Är accelerationen känd går det att beräkna erforderligt vridmoment.

## 12. Referenser

1. **Alfredsson, Alf och Mårtensson, Lars.** *EL-teknik*. Stockholm : Liber, 1997. 9163403803.
2. **Lindholm, Leo.** Teknikprodukter Nordic AB. 2011.
3. **Fulling Motor.** [Online] den 05 05 2011.  
<http://www.fullingmotor.com/jsp/productshow.do?id=53>.
4. **Widén, Lennart och Osbeck, Morgan.** *Givare och don*. Göteborg : Chalmers Institutionen för signaler och system, 2010.

# Hybrid Stepper *HY57-0,9°*



## *HY57-0,9°*

2-Phase Hybrid Stepper motor with high performance, low noise, a step resolution of 0,9° in full step mode. Can be adjusted into line with Customer needs...

### Generella data *HY57-0,9°*

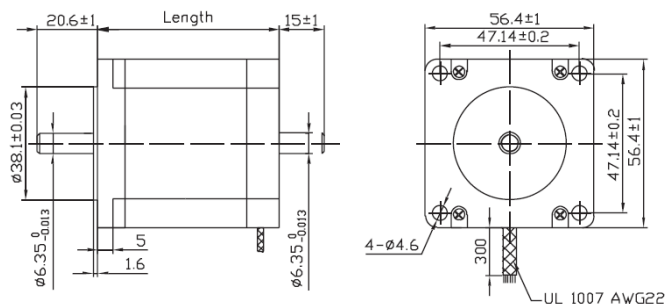
	Specifications:	Wiring Diagram
Bearings	Two Ball Bearings	
Step Angel	0,9°	
Step Angel Accuracy	±5% (full step, no load)	
Resistance Accuracy	±10%	
Inductance Accuracy	±20%	
Temperature Rise	80° C Max (rated current, 2-phase on)	
Ambient Temperature	-20° C ~+50° C	
Insulation Resistance	100MΩMin. ,500VDC	
Dielectric Strength	500VAC I en minut	
Shaft Radial Play	Max. 0.02 mm (450 g load)	
Shaft Axial Play	Max. 0.08 mm (450 g load)	
Max. Radial Force	75 N (20 mm from motor flange)	
Max. Axial Force	15 N	
Rotation	CW	

### Specific Data *HY57-0,9°*

Model:	Part No	Current (A/phase)	Resistance (Ω/phase)	Inductance (mH/phase)	Holding Torque (Ncm)	Rotor Inertia (g-cm <sup>2</sup> )	Detent Torque (Ncm)	Weight (Kg)	Number of leads	Motor Length (mm)
HY5739-0,9-100A6		1	5,7	5,4	38	120	2	0,45	6	39
HY5739-0,9-200A6		2	1,4	1,4					4	
HY5739-0,9-300A6		3	0,63	0,6	54					
HY5739-0,9-280A4		2,8	0,7	1,4					4	
HY5756-0,9-100A6		1	7,4	10	89	300	3,9	0,7	6	56
HY5756-0,9-200A6		2	1,8	2,5					4	
HY5756-0,9-300A6		3	0,75	1,1						
<b>HY5756-0,9-280A4</b>		<b>2,8</b>	<b>0,9</b>	<b>2,5</b>	<b>125</b>				<b>4</b>	
HY5776-0,9-100A6		1	8,6	14	134	480	6,7	1	6	76
HY5776-0,9-200A6		2	2,25	3,6					4	
HY5776-0,9-300A6		3	1	1,6						
HY5776-0,9-280A4		2,8	1,13	3,6	188				4	

### Dimension *HY57-0,9°*

Rear shaft on request



**Promoco Scandinavia AB**

Phone (Main): + 46 (0)8 792 06 90, Fax: + 46 (0)8 792 20 90

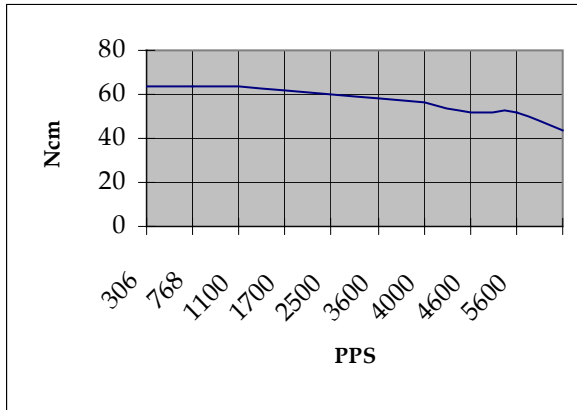
Box 1313  
183 13 Täby  
Sweden



# Hybrid Stepper *HY57-0,9<sup>0</sup>*

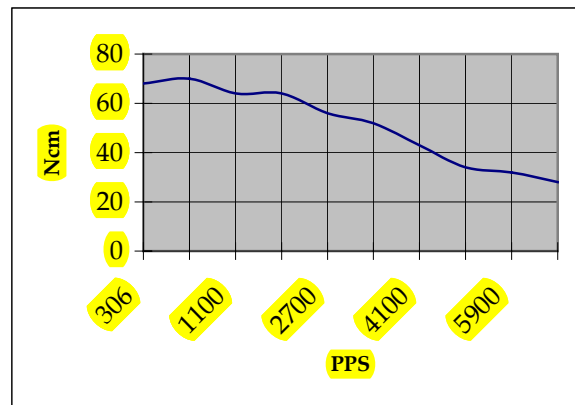
*HY5756-0,9-300A6*

Voltage: 30 VDC Constant Current 3A  
Half Step



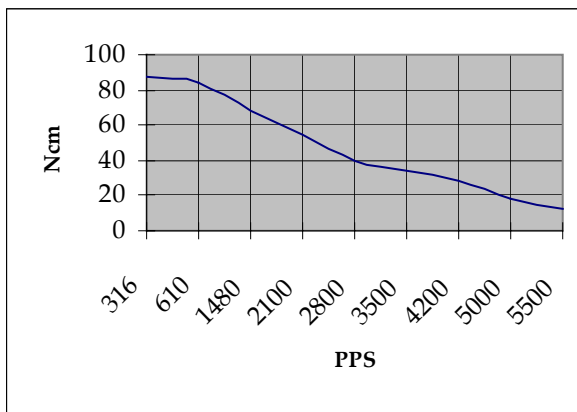
*HY5756-0,9-280A4*

Voltage: 30 VDC Constant Current 2,8A  
Half Step



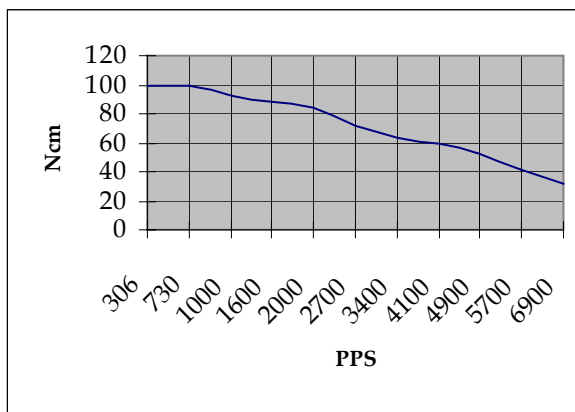
*HY5776-0,9-100A6*

Voltage: 30 VDC Constant Current 1A  
Half Step



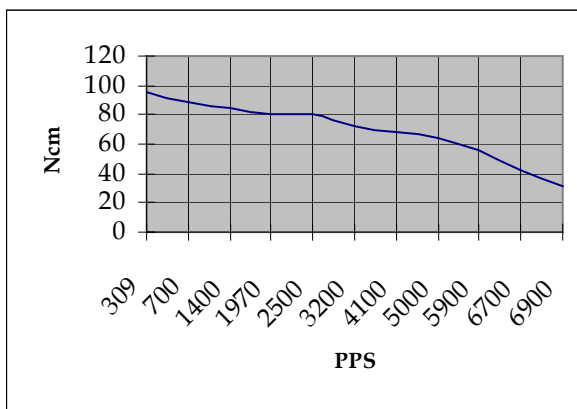
*HY5776-0,9-200A6*

Voltage: 30 VDC Constant Current 2A  
Half Step



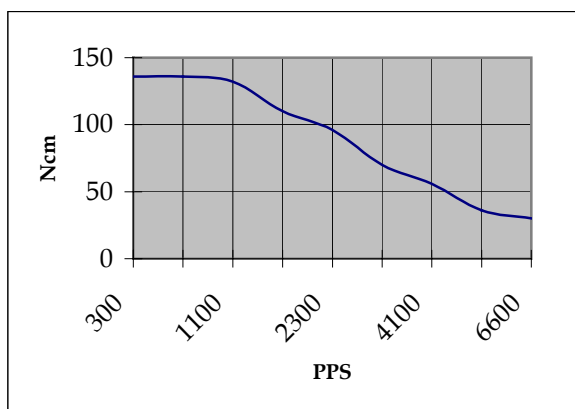
*HY5776-0,9-300A6*

Voltage: 30 VDC Constant Current 3A  
Half Step



*HY5776-0,9-280A4*

Voltage: 30 VDC Constant Current 2,8A  
Half Step

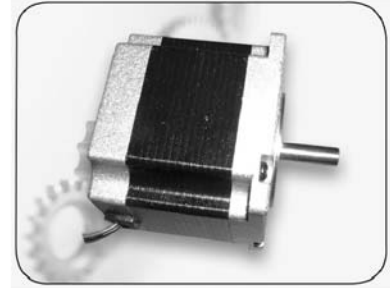




# 1.8° Size 57mm High Torque Hybrid Stepping Motor

## ● General Specification for High Torque Hybrid Stepping Motor

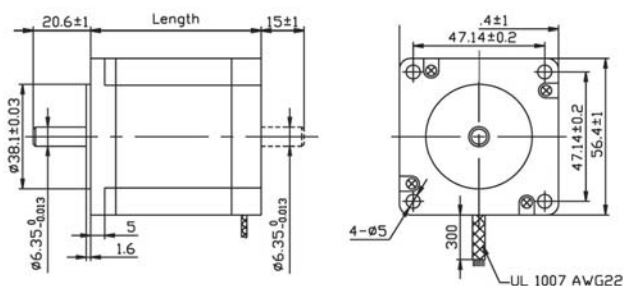
Item	Specifications
Step Angle	1.8°
Step Angle Accuracy	± 5% (full step, no load)
Resistance Accuracy	± 10%
Inductance Accuracy	± 20%
Temperature Rise	80°C Max. (rated current, 2 phase on)
Ambient Temperature	-20°C ~ +50°C
Insulation Resistance	100M Ω Min. ,500VDC
Dielectric Strength	500VAC for one minute
Shaft Radial Play	0.02Max. (450 g-load)
Shaft Axial Play	0.08Max. (450 g-load)
Max. radial force	75N (20mm from the flange)
Max. axial force	15N



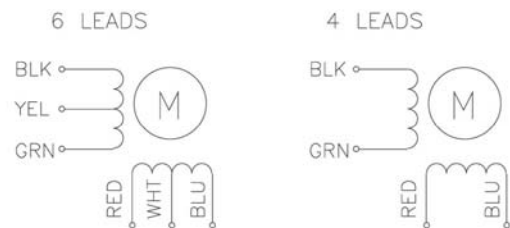
## ● Size 57mm High Torque Hybrid Stepping Motor Specifications

Model No.		Rated Voltage	Current /Phase	Resistance /Phase	Inductance /Phase	Holding Torque	# of Leads	Rotor Inertia	Weight	Detent Torque	Length
Single Shaft	Double Shaft	V	A	Ω	mH	kg-cm		g-cm <sup>2</sup>	kg	kg-cm	mm
FL57STH41-1006A	FL57STH41-1006B	5.7	1	5.7	5.4	3.9	6	120	0.45	0.21	41
FL57STH41-2006A	FL57STH41-2006B	2.8	2	1.4	1.4	3.9	6				
FL57STH41-3006A	FL57STH41-3006B	1.9	3	0.63	0.6	3.9	6				
FL57STH41-2804A	FL57STH41-2804B	2	2.8	0.7	1.4	5.5	4				
FL57STH51-1006A	FL57STH51-1006B	6.6	1	6.6	8.2	7.2	6	275	0.65	0.36	51
FL57STH51-2006A	FL57STH51-2006B	3.3	2	1.65	2.2	7.2	6				
FL57STH51-3006A	FL57STH51-3006B	2.2	3	0.74	0.9	7.2	6				
FL57STH51-2804A	FL57STH51-2804B	2.3	2.8	0.83	2.2	10.1	4				
FL57STH56-1006A	FL57STH56-1006B	7.4	1	7.4	10	9.0	6	300	0.7	0.4	56
FL57STH56-2006A	FL57STH56-2006B	3.6	2	1.8	2.5	9.0	6				
FL57STH56-3006A	FL57STH56-3006B	2.3	3	0.75	1.1	9.0	6				
FL57STH56-2804A	FL57STH56-2804B	2.5	2.8	0.9	2.5	12.6	4				
FL57STH76-1006A	FL57STH76-1006B	8.6	1	8.6	14	13.5	6	480	1	0.68	76
FL57STH76-2006A	FL57STH76-2006B	4.5	2	2.25	3.6	13.5	6				
FL57STH76-3006A	FL57STH76-3006B	3	3	1	1.6	13.5	6				
FL57STH76-2804A	FL57STH76-2804B	2.8	2.8	1.13	3.6	18.9	4				

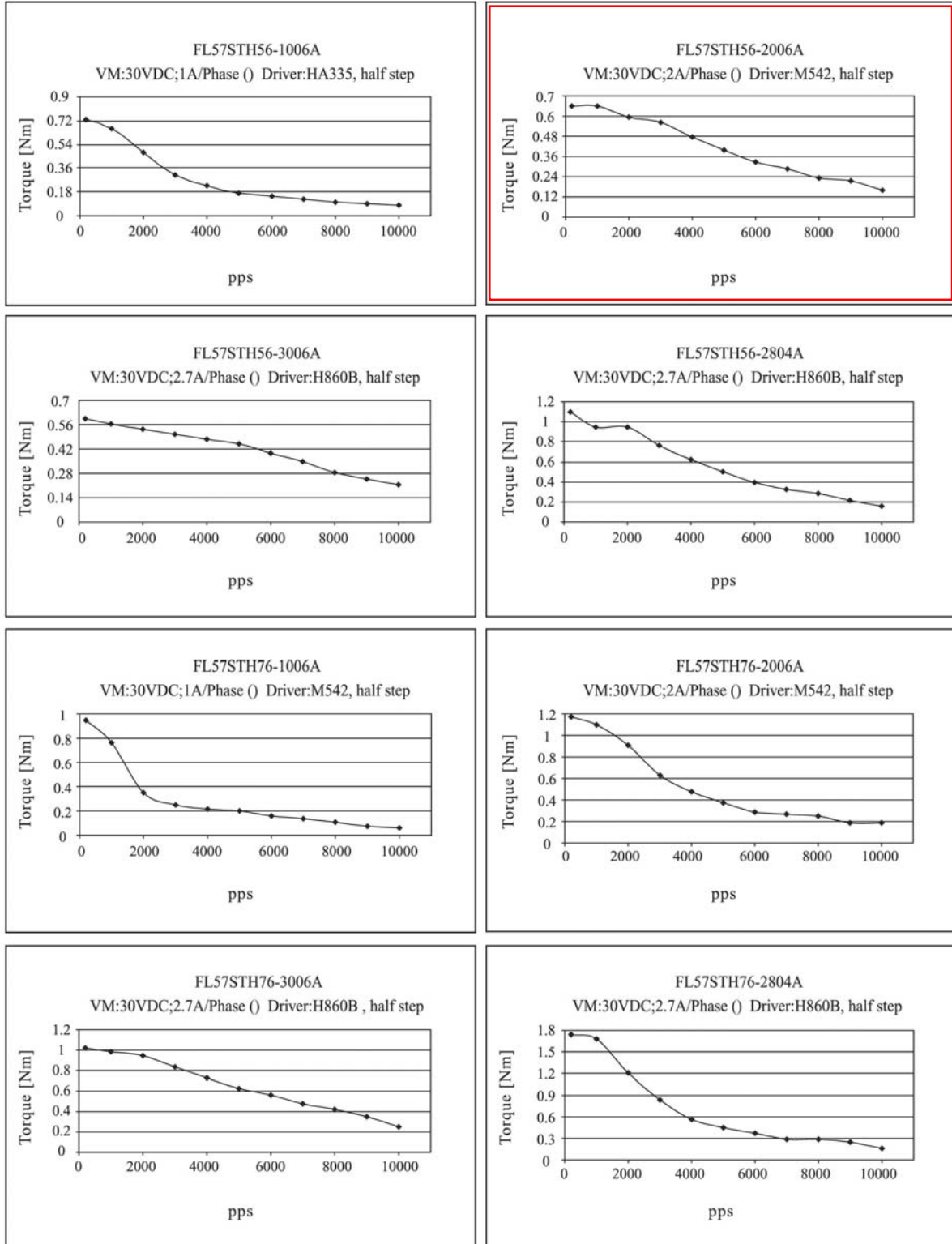
### ● Dimension



### Wiring Diagram



● Pull out Torque Curve

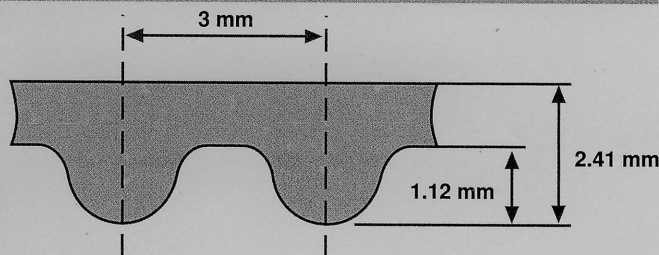


# POWERGRIP® GT

## 3MR BELT PITCH

Tensile cord	Glass fibre	Steel
Weight for one metre in g by 10 mm belt width	22.9	27.6

No. of pulley grooves	No. of pulley grooves							
	11	14	18	24	32	40	≥ 48	
Specific allowable working tension for 6 mm belt width (N)	Glass cord	127	136	141	146	159	167	188
	Steel cord				197	215	225	254



Belt width	6 mm	9 mm	15 mm	25 mm
Width factor	1	1.66	2.97	4.1

## MINIMUM BREAKING TENSION (N)

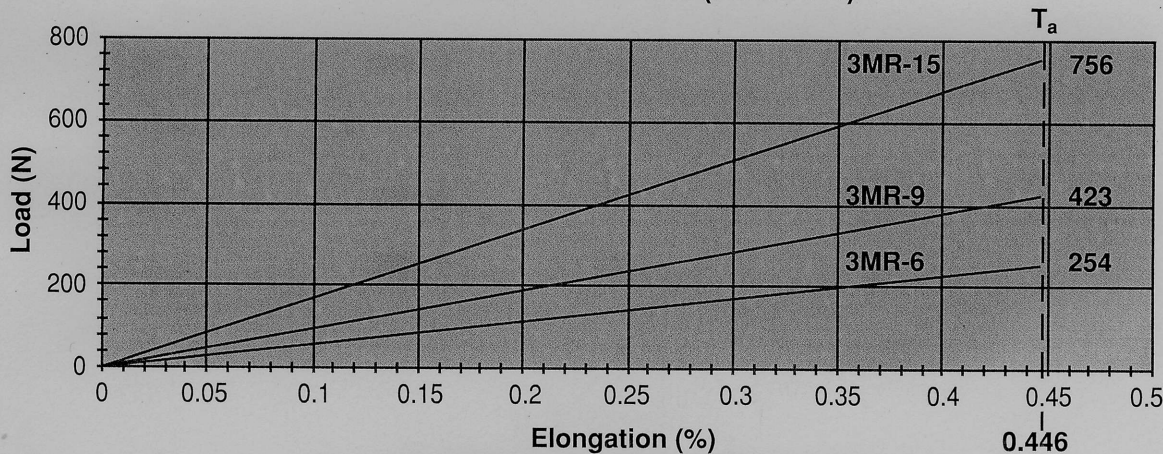
Width	Glass cord	Steel cord
3MR-6	1200	1590
3MR-9	1990	2650
3MR-15	2290	4240
3MR-25	2790	

## ELONGATION

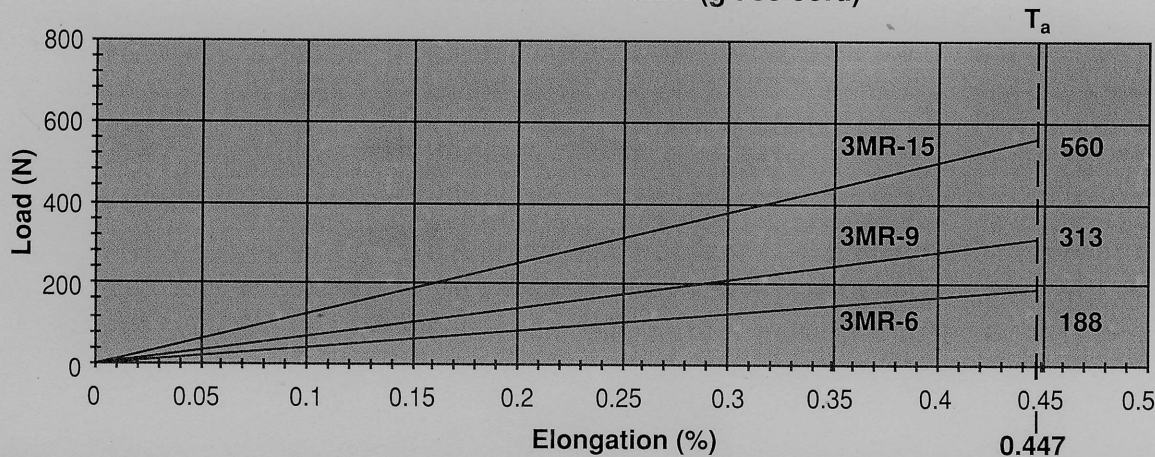
(Effective tension in N related to 1 mm elongation per 1000 mm span length = 0.1%)

Width	Glass cord	Steel cord
3MR-6	42	57
3MR-9	70	95
3MR-15	125	169
3MR-25	208	

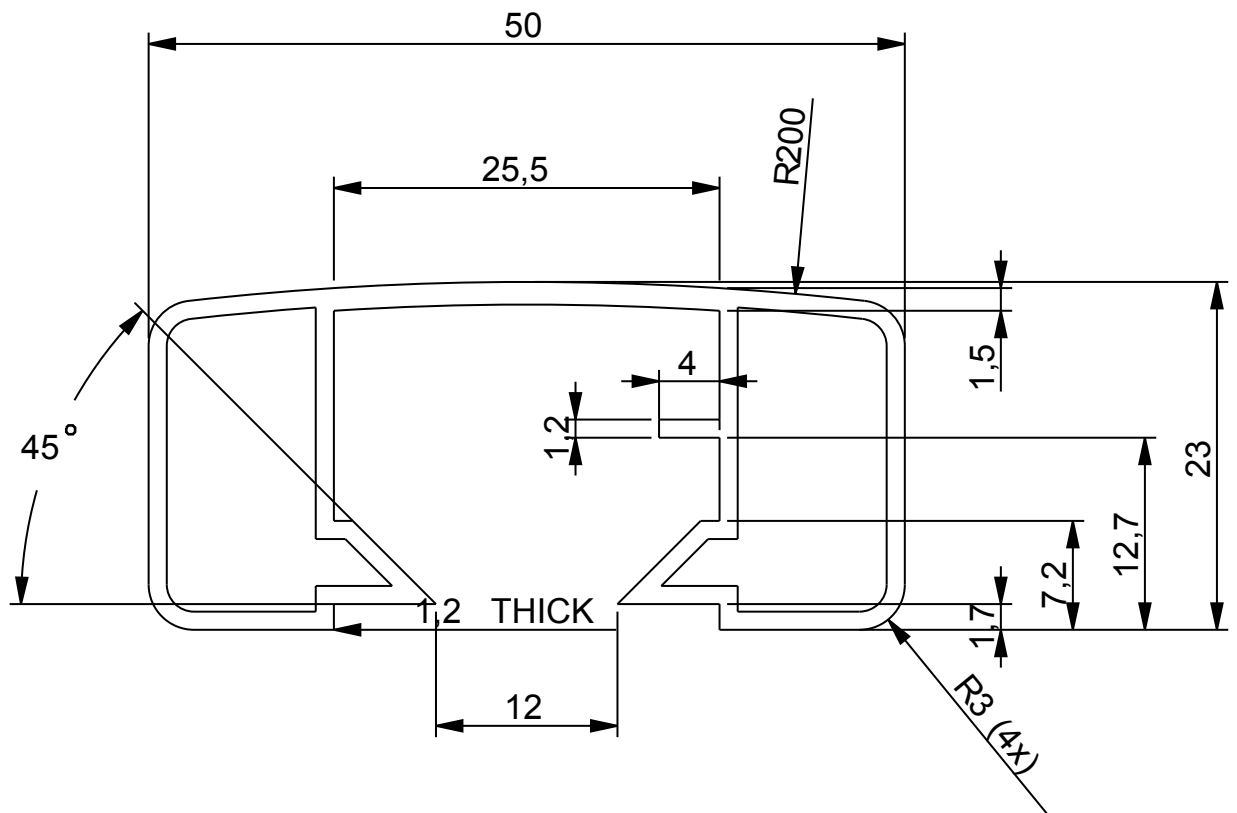
## POWERGRIP® GT-3MR (steel cord)




## POWERGRIP® GT-3MR (glass cord)



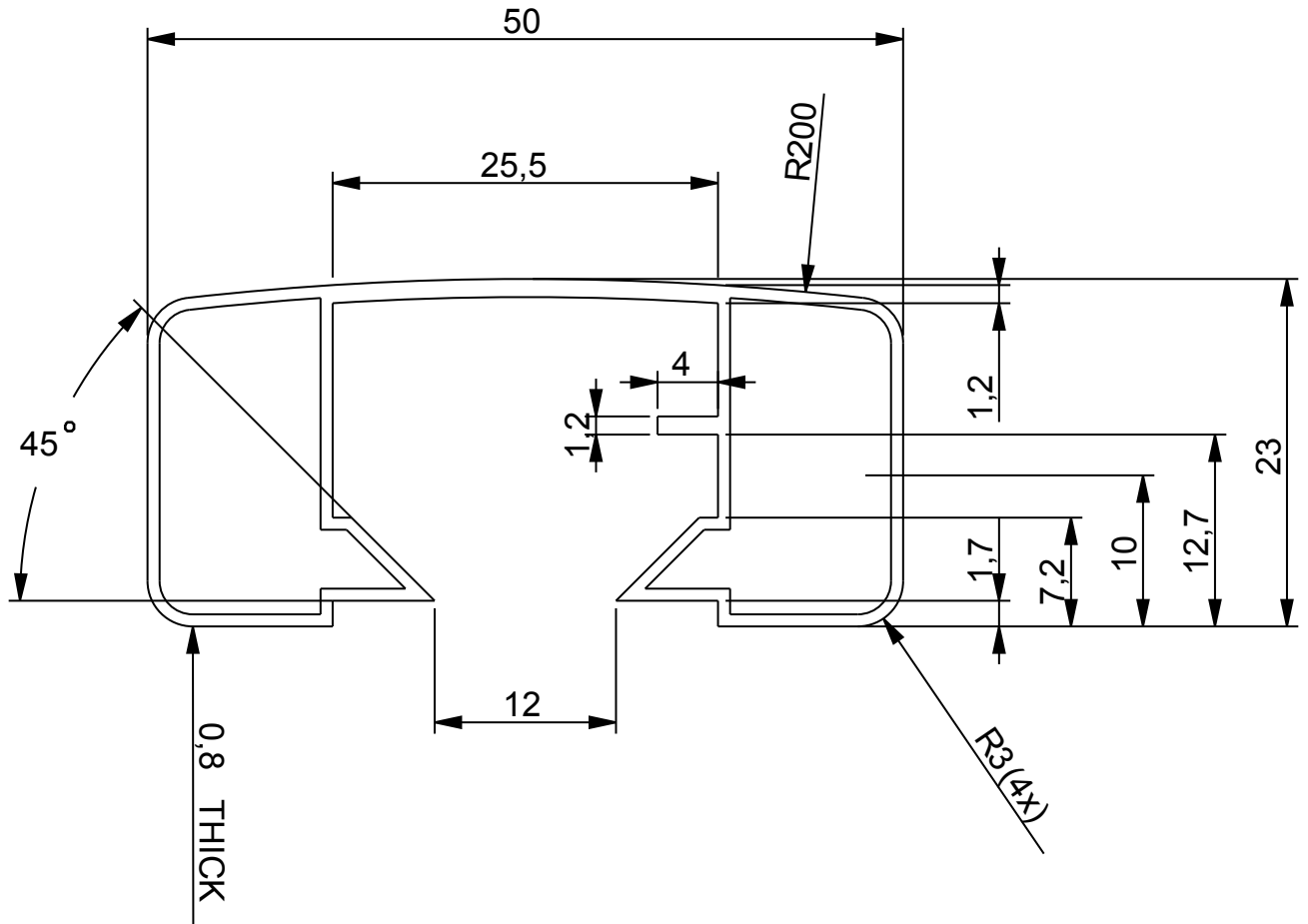
# Bilaga 3



Denna ritning får icke utan vårt medgivande  
 kopieras, förevisas för eller utlämnas till  
 konkurrenter eller ejlest obehöriga personer.

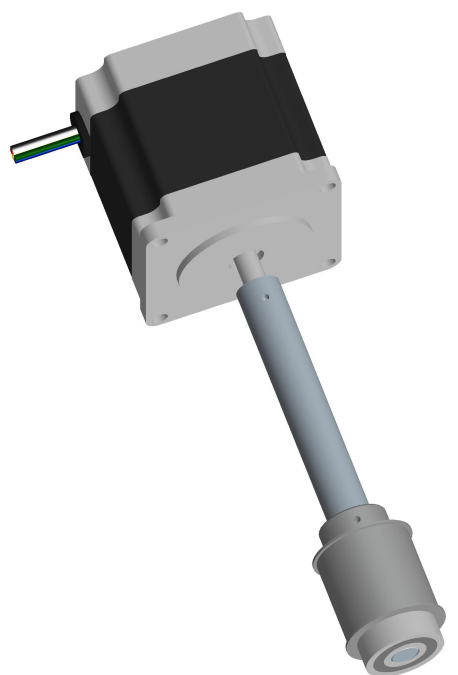
				Aluminium				
Pos	Ant	Artikel/Modell	Benämning		Material	Dimension		
 <b>CHALMERS</b>		Revision	Ritad av		Skala	Format	Blad.nr	
		Artikel/Modell				2:1	A4	1 (1)
		RVAR MOD				Datum		
		Benämning			Ritning			
		Tvärsnitt, original			DRW0002		11-May-11	

# Bilaga 4

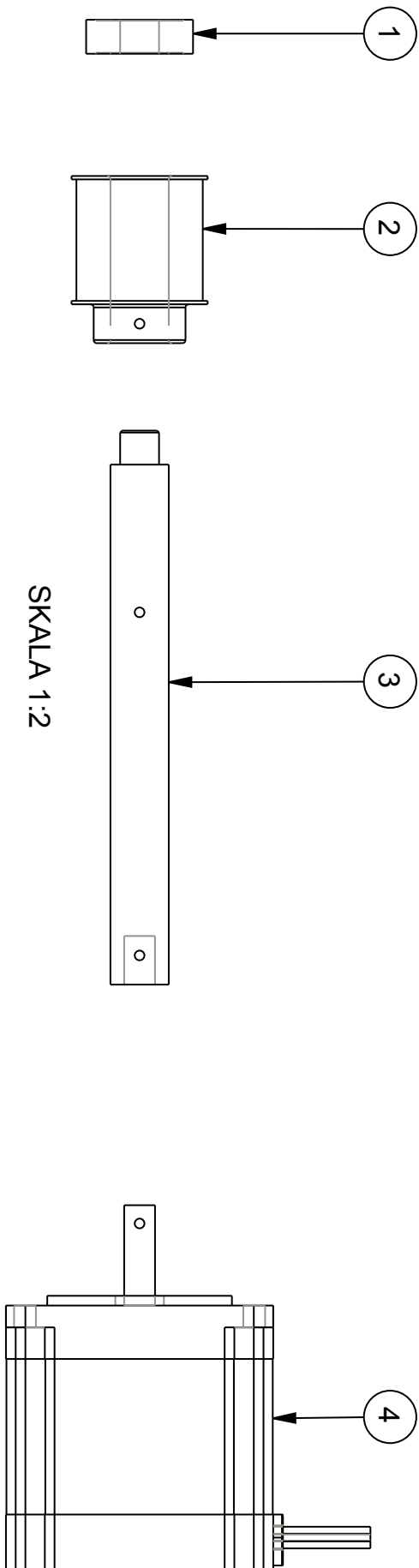


Denna ritning får icke utan vårt medgivande  
 kopieras, förvisas för eller utlämnas till  
 konkurrenter eller ejlest obehöriga personer.

Pos	Ant	Artikel/Modell	Benämning	Material	Dimension
 <b>CHALMERS</b>		Revision	Ritad av <b>Gustav</b>	Skala <b>2:1</b>	Format <b>A4</b>
		Artikel/Modell <b>PRT0006</b>	Datum <b>11-May-11</b>		Blad.nr <b>1 (1)</b>
		Benämning <b>Tvårsnitt, modifierat</b>	Ritning <b>DRW0001</b>		



SKALA 3:4

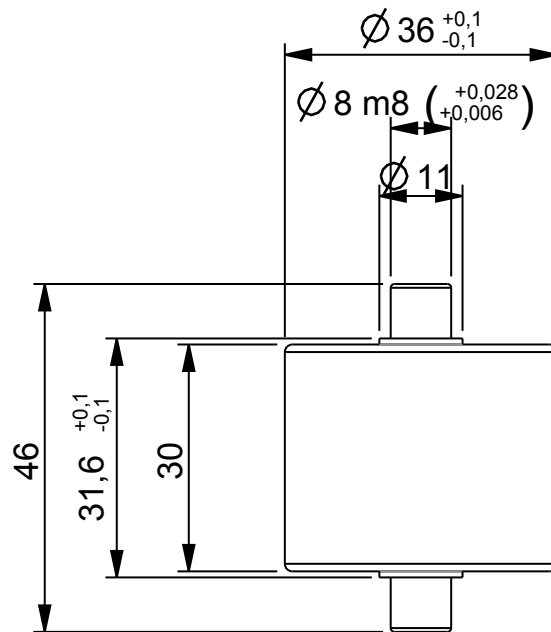
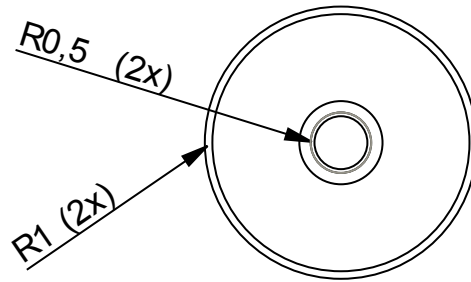


SKALA 1:2


### Stegmotoraxel

1	Rullningslager
2	Remskiva
3	Axel
4	Stegmotor

# Bilaga 6



Denna ritning får icke utan vårt medgivande kopieras, förvisas för eller utlämnas till konkurrenter eller ejlest obehöriga personer.

						POM SVART			
Pos	Ant	Artikel/Modell	Benämning		Material	Dimension			
 <b>CHALMERS</b>			Revision	Ritad av	Skala	Format	Blad.nr		
			Artikel/Modell				Datum		
			P100152-000				19-May-11		
			Benämning		Ritning				
			<b>PLASTRULLAR</b>		<b>RUL</b>				